Macchine motrici ed operatrici a fluido ...

Egidio Garuffa

MECCANICA INDUSTRIALE

MACCHINE MOTRICI

ED

OPERATRICI A FLUIDO.

MECCANICA INDUSTRIALE

MACCHINE MOTRICI

ED

OPERATRICI A FLUIDO

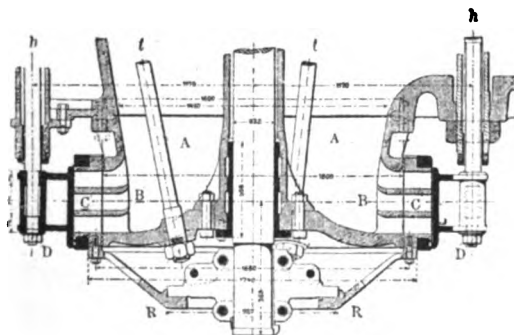
MISURA DEL LAVORO, FRENI, DINAMOMETRI, INDICATORI,
Motori animati, Motori a vento,
Ruote idrauliche, Turbine, Macchine a pressione d'acqua,
GENERATORI DI VAPORE, MACCHINE A VAPORE,
Motori ad aria calda, a fuoco, a gas-luce, a gas povero,
a petrolio, benzina, ecc.
MACCHINE IDROFORE E PNEUMOFORE,
MOTRICI SECONDARIE: MOTRICI AD ARIA COMPRESSA E MACCHINE ELETTRICHE.

DELL' INGEGNERE

EGIDIO GARUFFA

VOLUME I

CON 1036 FIGURE INTERCALATE NEL TESTO

Seconda edizione completamente riformata
e portata al corrente dei progressi teorici e pratici

ULRICO HOEPLI
EDITORE-LIBRAIO DELLA REAL CASA
MILANO

1897.

PRINTED IN ITALY

A S. E. IL COMM. ING. GIUSEPPE COLOMBO

MINISTRO DEL TESORO.

Ella ha accettato benevolmente la dedica di questa seconda edizione della mia MECCANICA INDUSTRIALE; *ed io non saprei come ringraziarla per avermi concesso di porre, in fronte alla mia opera, il nome del più illustre cultore in Italia delle discipline di cui essa tratta, e del Maestro, del quale, malgrado il tempo trascorso, ricordo con gratitudine l'opera efficace ed amorevole.*

La prima edizione, tentata coll'animo trepidante, ebbe successo superiore ad ogni mia speranza; questa nuova, completamente riformata, affronta il giudizio altrui col conforto di una maggiore fiducia. La ferma coscienza di aver compiuto lavoro non indegno di Lei, mi giustifica se io ardisco presentarlo al pubblico sotto patrocinio del di Lei nome tanto autorevole, e coll'augurio che esso comprende.

Dell'E. V. D.mo

E. GARUFFA.

INDICE DELLE MATERIE

CAPITOLO I.

DELLE MACCHINE IN GENERE.

CAPITOLO II.

LE UNITÀ DI MISURA E GLI APPARECCHI DI MISURA DEL LAVORO.

MACCHINE MOTRICI

CAPITOLO III.

I MOTORI ANIMATI ED I MECCANISMI RELATIVI.

CAPITOLO IV.

MOTORI A VENTO.

MOTORI IDRAULICI

CAPITOLO V.

GENERALITÀ SUI MOTORI IDRAULICI.

MOTRICI IDRAULICHE

CAPITOLO VI.

RUOTE IDRAULICHE.

MOTORI IDRAULICI

CAPITOLO VII.

TURBINE.

CAPITOLO VIII.

MOTRICI IDRAULICHE.

Macchine a colonna od a pressione d'acqua.

CAPITOLO IX.

MOTRICI TERMICHE.

Delle motrici termiche in generale.
Formule e dati desunti dalla termodinamica.

MACCHINE A VAPORE

CAPITOLO X.

I GENERATORI DI VAPORE.

CAPITOLO XI.

MOTRICI A VAPORE MONOCILINDRICHE.

CAPITOLO XII.

LE DISTRIBUZIONI NELLE MOTRICI A VAPORE MONOCILINDRICHE.

CAPITOLO PRIMO.

DELLE MACCHINE IN GENERALE

1. La funzione delle macchine. — È noto che la somma totale delle energie dell'universo è costante; soltanto esse, nelle loro varie forme mediante le quali si ottengono i lavori delle forze, sono soggette a continue e indefinite trasformazioni, semplici o complesse, rette dalla legge della reciproca equivalenza.

Le energie naturali si dividono in *libere* (cinetiche) o *latenti* (potenziali). Le *energie libere* (che si indicano anche, in senso ristretto, col nome di forza viva) sono rappresentate da una massa che possieda allo stato attuale un determinato movimento; esse si dividono in *esterne* od *interne*, secondo che i punti materiali percorrano spazii misurabili, ovvero posseggano movimenti atomici o molecolari, come, ad esempio, quelli che si ritengono causa del calore.

Le *energie latenti*, che derivano dalla giacitura relativa di due o più corpi e dalle forze fra di essi agenti, sono parimenti *esterne* od *interne*; l'esempio più apparente delle prime si ha nell'energia latente di gravità posseduta da un corpo che si mantenga sollevato sopra una data superficie di livello; le seconde sono rappresentate dalle azioni chimiche o fisiche ipotetiche che tendono ad agire fra gli atomi e le molecole dei corpi.

Posto che il *lavoro meccanico* risulta dalla contemporaneità di una forza in azione e di un movimento, e che le energie libere ci si presentano in forma di lavoro attuale esterno od interno, noi possiamo esprimere la legge che lega le trasformazioni delle energie, ed i lavori positivi o negativi che per esse si ottengono o si richieggono, nel seguente modo, che trova piena conferma nella osservazione dei fatti naturali. E cioè: *il passaggio di una energia da latente in forma libera è accompagnata da un lavoro positivo; il passaggio inverso da un lavoro negativo; le trasformazioni delle energie libere in libere, delle latenti in latenti, qualunque sia la serie intermedia che si verifica perchè tali trasformazioni sieno complete, danno un complesso di lavori or positivi or negativi che si compensano fra loro.*

In generale *una macchina* è il mezzo per cui l'uomo tecnico dirige ad uno scopo industriale determinato parte di quelle stesse trasformazioni di energia che in natura hanno luogo in numero indefinito, mediante i

lavori positivi o negativi che le accompagnano. Tale concetto riconduce, come è legittimo, l'azione di una macchina nell'ordine stesso degli altri fenomeni naturali; ma non è sufficiente a definire pel pratico l'ufficio di quel complesso di organi che ne prende per comune accordo il nome.

Però se noi osserviamo che, in una macchina in funzione (costituita da un sistema di organi in movimento), le varie energie ci si presentano sempre in forma libera, e precisamente come lavori meccanici positivi o negativi, — che in essa l'energia motrice, od il lavoro motore, non può derivare, in modo diretto o indiretto, che da manifestazioni sotto forma libera di energie naturali svolte primitivamente mediante azioni chimiche, fisiche o meccaniche — che infine i lavori derivati dal lavoro motore (utili o resistenti) dovranno assumere forme di movimento determinate, come è richiesto dallo scopo industriale cui la macchina deve soddisfare, il che non può avvenire se non col mezzo di organi meccanici accoppiati ed atti a resistere alle forze in gioco — noi possiamo conchiudere, in modo analogo al Reuleaux, *che una macchina è un insieme di organi resistenti, così disposti da trasmettere il lavoro diretto od indiretto delle energie naturali secondo movimenti determinati.*

Lo studio di una macchina è perciò completo sol che si considerino i lavori meccanici delle forze ad essa direttamente applicate. Non è tuttavia indifferente pel pratico il riconoscere quali trasformazioni di energie sieno accompagnate allo sviluppo di questi lavori; come ad esempio di riconoscere da quali trasformazioni di energie libere o potenziali sia provenuto il lavoro motore della macchina, ovvero a quali forme di energia dieno luogo gli altri lavori che se ne dipartono.

La meccanica industriale non può infatti ritenere estraneo al proprio cómpito di esaminare se le trasformazioni di energia che si utilizzano sieno atte colla minima spesa a produrre il maggior lavoro positivo, o se le trasformazioni che si vogliono produrre avvengano col minor sviluppo di lavoro negativo. È questo un campo il quale sembra uscire dai confini della meccanica pratica e nel quale trovano posto, intese nel più largo senso, le scienze naturali; ma è pure un campo che loro viene spontaneamente aperto, dappoichè la meccanica industriale chiama a soddisfare i bisogni sociali tutte le energie note della natura, e sono noti i rapporti di equivalenza fra queste ultime (il calore, l'elettricità, le azioni chimiche, ecc.) ed il lavoro meccanico esterno.

2. Espressione del lavoro: il principio delle forze vive. — Ciò premesso, noi possiamo senz'altro applicare alle macchine, costituite da sistemi di punti materiali in moto, sui quali agiscono forze producenti lavori, la relazione generale che lega questi ultimi fra di loro, nota sotto il nome di *principio di forze vive.*

Ricordiamo perciò:

1.° *Che il lavoro elementare di una forza è il prodotto di questa per lo spostamento del punto di applicazione misurato nella sua direzione:* così se F è il valore numerico assoluto di una forza, α l'angolo, variabile fra 0° e 180°, compreso fra la direzione della forza ed il senso del moto, ds lo spostamento elementare del suo punto di applicazione, il lavoro elementare della forza è $F.ds.\cos\alpha$ ed *il lavoro totale* fra i li-

miti s_1 ed s_2 è

$$\int_{s_1}^{s_2} F.ds.\cos\alpha. \qquad (1)$$

Il lavoro è così suscettibile di rappresentazione grafica, mediante un'area; poichè, se su due assi ortogonali (fig. 1) si portano in un senso gli spazi percorsi s dal punto di applicazione della forza, e nell'altro, normalmente al primo, le successive proiez oni della forza sulla direzione del movimento, il cui valore variabile noi indichiamo con P, l'area tratteggiata rappresenta appunto l'$\int_{s_1}^{s_2} P.ds$, e cioè il lavoro della forza, in quell'intervallo di spazio percorso. La rappresentazione grafica, che è largamente usata nella pratica, dà anche mezzo di trovare il valore medio delle forze P, che diciamo P_m, con cui il lavoro totale viene espresso da $P_m(s_2 - s_1)$.

Fig. 1.

In genere se la forza è di valore costante F ed è nella direzione del movimento ($\cos\alpha = \pm 1$) il lavoro si esprime con $F(s_2 - s_1)$; se lo spazio è rappresentato dalla velocità v, il lavoro al 1″ è Fv; se il moto è circolare di raggio r ed F è sempre nella direzione delle tang. il lavoro durante n giri è $F.2\pi r.n$; se lo spazio è rettilineo alternato di corsa s, il lavoro per un numero n di doppie corse è $F.2ns$.

2.° Che in un punto materiale soggetto all'azione di più forze, il lavoro della risultante è uguale alla somma *algebrica* dei lavori delle componenti, e si esprime

$$\int_{s_1}^{s_2} \Sigma F.ds.\cos\alpha.$$

3.° Che in un sistema di punti materiali sottoposti all'azione di più forze il *lavoro totale* si esprime con

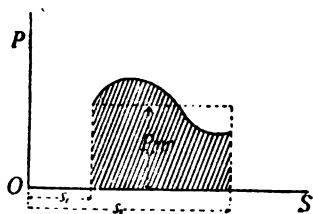
$$\Sigma\int_{s_1}^{s_2} \Sigma F.ds.\cos\alpha.$$

Ciò premesso, il principio delle forze vive dice: che ***in un sistema macchinale (sistema composto di punti materiali) la somma delle quantità totali di lavoro prodotto dalle forze applicatevi è uguale alla variazione di forza viva totale del sistema.***

Se m è la massa di un punto soggetto all'azione delle forze poichè la sola componente nella direzione del moto (componente tangenziale) è atta a produrre lavoro ed a modificare la velocità, sarà:

$$\int m.\frac{dv}{dt}.ds = \int m.v.dv,$$

quindi

$$\int_{v_1}^{v_2} mv.dv = \int_{s_1}^{s_2} \Sigma F ds \cos\alpha$$

e per un sistema di punti

$$\Sigma \int_{v_1}^{v_2} m \,.\, v \,.\, d v = \Sigma \int_{s_1}^{s_2} \Sigma F \,.\, d s \cos \alpha ,$$

e, per m costante, come si verifica nelle macchine,

$$\Sigma \, {}^1/_2 \, m (v^2_2 - v^2_1) = \Sigma \int_{s_1}^{s_2} \Sigma F \,.\, d s \,.\, \cos \alpha , \qquad (2)$$

la quale traduce in formula algebrica il principio delle forze vive sopra enunciata.

3. *L'equazione del lavoro nelle macchine.* — L'equazione (2) da noi solo brevemente ricordata, supponendosi noti i principii della meccanica razionale donde deriva, sembrerebbe dar luogo nella sua applicazione alle macchine ad uno sviluppo di termini indefinito, se occorre tener conto di tutti i punti materiali componenti il sistema e di tutte le forze loro applicate. In realtà, il concetto di macchina già significato permette di applicarvi sotto forma semplice l' equazione del lavoro. Osserviamo perciò:

1.° Che qualunque sia il tipo della macchina, i movimenti dei suoi vari punti essendo *determinati*, e reciprocamente legati dai rapporti invariabili, i lavori delle forze in gioco, ove queste siano note, assumono una espressione definita; 2.° Che, per la resistenza completa degli organi componenti la macchina, i lavori interni dei medesimi non appaiono nell'equazione delle forze vive, il che suppone, come è richiesto, la indeformabilità loro o la perfetta elasticità; 3.° Che le reazioni degli organi fissi serventi di guida e di sostegno ai pezzi mobili non dànno lavoro perchè dirette normalmente agli spostamenti; 4.° Che le azioni reciproche dei pezzi mobili dànno lavori di segno contrario ed eguali che si annullano.

Dopo queste limitazioni, che rispondono alla realtà pratica, i lavori, la cui somma costituisce il secondo membro dell'equazione (2), oltre all'avere una espressione definita, si riducono ad un numero determinato. Essi sono: il *lavoro motore* L_m, il *lavoro utile negativo o resistente* L_{ru}, e tutti i *lavori negativi o resistenti passivi* L_{rp} che si sviluppano nella macchina all' atto stesso della trasmissione cui essa è chiamata. Giusta l'espressione di Bour il *lavoro motore* rappresenta la spesa, od il passivo, nel bilancio della macchina, il *lavoro utile* il ricavo o l'attivo, e cioè il beneficio industriale che essa ha fornito. I *lavori passivi*, le cui forme sono molteplici, sono perdite sul valore di L_m, nel passaggio di questo ad L_{ru}, necessariamente connesse al funzionamento, per quanto il progresso nella costruzione delle macchine tenda a ridurle ai limiti minimi.

Con tali premesse l'equazione del lavoro (2), applicata alle macchine fra due limiti di tempo qualsiasi, prende la forma

$$\Sigma \, {}^1/_2 \, m v^2_2 - \Sigma \, {}^1/_2 \, m v^2_1 = L_m - L_{ru} - L_{rp} \,. \qquad (3)$$

Notiamo come gli elementi del secondo membro, abbiano una espressione definita; lo stesso avviene del primo membro; poichè la massa è costante, e, nota la velocità di un punto, sono pur note quelle di tutti gli altri.

Evidentemente, durante il moto della macchina può mettersi in luce l'azione di altre forze esterne, il cui effetto può ascriversi ad L_m o L_{ru}; così dicasi della gravità per riguardo al peso degli organi, così della resistenza dell'aria, ecc. In ogni caso i valori di L_m, L_{ru}, L_{rp}, come possono rappresentare un solo lavoro, possono essere costituiti (ed L_{rp} lo è sempre) da una somma di lavori, raccolti per semplicità di rappresentazione sotto un simbolo semplice ed unico.

4. *Tre periodi di azione delle macchine: il regime.* — Si distinguono d'ordinario tre periodi nel funzionamento di una macchina: di *messa in moto*, di *regime*, di *arresto*.

Nel *primo* periodo, caratterizzato da una velocità iniziale nulla, $v_1, = 0$; la (3) diventa

$$\Sigma \, {}^1/_2 \, m v^2_2 = L_m - (L_{ru} + L_{rp}), \tag{4}$$

cioè sarà $L_m > L_{ru} + L_{rp}$ di quanto è necessario per imprimere agli organi della macchina la velocità v_2, quindi la forza viva (energia libera esterna) corrispondente alla velocità v_2.

Nel *secondo* (di regime), qualunque periodo di tempo in esso si consideri, anche brevissimo, la velocità è costante: nulla quindi la variazione di forza viva: si ha allora

$$L_m = L_{ru} + L_{rp}. \tag{5}$$

Nel *terzo* (di arresto) è soppresso il lavoro motore, e la forza viva accumulata negli organi della macchina si estingue vincendo determinati lavori resistenti; rispetto all'equazione (3) $v_2 = 0$, quindi

$$\Sigma \, {}^1/_2 \, m v^2_1 = -(L_{ru} + L_{rp}). \tag{6}$$

Nel ciclo completo di movimento d'una macchina dalla messa in moto all'arresto $L_m = L_{ru} + L_{rp}$: si ha quindi la stessa relazione del regime, cioè la forza viva immagazinata negli organi meccanici durante il primo periodo serve a compiere l'ultimo.

Il periodo di regime, cui corrisponde l'equilibrio dinamico di tutti i lavori, è certamente il più interessante nella meccanica industriale; importa che la velocità d'una macchina possa divenire costante e tale perdurare. È questa infatto una condizione insita nella natura stessa di una macchina; la quale, qualunque sia l'intensità del lavoro motore e del lavoro utile applicativi, tende ad un *regime indeterminato*, raggiungendo in questo stato una tale velocità, ove il moto sia possibile, per cui i lavori passivi che con esso si sviluppano rendono verificata l'equazione (5). Si comprende infatti che, se il lavoro motore supera di molto il lavoro utile, la macchina tende ad accelerare il proprio movimento; ma tale accelerazione non sarà continua, in quanto, col crescere della velocità, crescono appunto la resistenza dell'aria, quelle d'attrito, ecc., per cui si viene a stabilire, ad una velocità incognita, il regime che dicemmo indeterminato. Ma è chiaro che tal forma di regime non può essere accettata nelle macchine industriali; l'industria richiede alle macchine un *regime determinato* ad una data velocità; cui corrisponde anche generalmente il valore massimo di L_{ru}.

Per l'importanza pratica del periodo di regime importa riconoscere in qual modo vi soddisfano i vari tipi di macchine. La condizione della costanza nella velocità per qualunque intervallo di tempo non è che raramente soddisfatta in modo assoluto; ma la si ritiene soddisfatta quando, a regolari e brevi periodi di tempo, si riproducano le stesse fasi di velocità; durante i periodi stessi la velocità oscilla fra un valor massimo ed un valore minimo, i quali tuttavia devono differire il meno possibile del valor medio; ma ritornando essa ad un costante valore agli estremi di ogni periodo, riesce a questo applicabile l'equazione del regime; poichè durante il periodo è nulla la variazione di forza viva. Pochi meccanismi, ad esempio quelli i cui punti fossero dotati di moto rotatorio e le forze in azione fossero costanti, permetterebbero di applicare la equazione del regime per qualunque periodo di tempo; ma, in genere, nei meccanismi a moto rotatorio semplice con forze variabili, nei meccanismi a moto alternato, l'equazione non sarà più applicabile che entro periodi determinati corrispondenti alle successive fasi uniformi della macchina. Dalla disposizione della catena formante il meccanismo principale dipende la durata di questi periodi (ad esempio, nel meccanismo di biella e manovella con macchina a semplice effetto il periodo è costituito da una doppia corsa o da un giro di manovella). Dalla applicazione poi alle macchine di organi regolatori — i *volani* ed i *regolatori* propriamente detti — risulta la possibilità di restringere, nella durata del periodo, la variazione di velocità fra limiti assai prossimi. La funzione dei regolatori e dei volani è però durante il periodo sensibilmente diversa. I volani presuppongono per l'intero periodo verificata l'equazione (5); solo raccolgono l'eccesso di L_m su $L_{ru} + L_{rp}$ in quella frazione del periodo per cui tale eccesso si verifica, restituendolo quando nel resto del periodo ha luogo l'eccesso inverso. I regolatori invece concorrono direttamente a rendere soddisfatta durante il periodo la $L_m = L_{ru} + L_{rp}$, essendo così disposti o da modificare il valore di L_m colle variazioni del secondo membro, o viceversa.

5. Macchine motrici e macchine operatrici. — L'equazione del lavoro essendo applicabile a qualunque macchina, non esiste fra di esse, per riguardo alla legge di trasmissione, differenza alcuna. È nota tuttavia la distinzione comune di *macchine motrici ed operatrici* che noi pure accettiamo, classificando le macchine in questi due grandi gruppi, in riguardo al loro scopo industriale.

Nelle *macchine motrici* il lavoro motore proviene direttamente da un agente naturale, ed è costituito dalla utilizzazione di energie naturali libere o potenziali, ed il lavoro utile si presenta in una forma che ne rende facile la trasmissione ad altre macchine; esso prende cioè generalmente aspetto di lavoro rotativo, come avviene dello sforzo periferico alla corona di un ingranaggio o della tensione di una cigna o di una fune che si avvolge su una puleggia. Questo lavoro utile passa alle altre macchine mediante organi di trasmissione sotto forma di nuovo *lavoro motore indiretto*.

Nelle *macchine operatrici* il lavoro motore prende la stessa forma che il lavoro utile nelle motrici; il lavoro utile invece, che caratterizza

lo scopo tecnologico della macchina, provoca una trasformazione di energie naturali inversa a quelle che nelle motrici produce il lavoro motore, od, in altre parole, vince delle energie naturali libere col provocare nei corpi modificazioni di forma e di posizione (anche molecolari) tali, per cui se ne ricavi un risultato industriale.

Il legame fra *le motrici e le operatrici*, che si trovano così in verso opposto a diretto contatto colle energie della natura, è costituito dai meccanismi di trasmissione, aventi lo scopo di modificare la forma e la direzione del lavoro utile ottenuto dalle motrici, perchè possa essere fornito, mediante suddivisione e distribuzione, quale lavoro motore alle operatrici. In realtà, se si pensa che ogni macchina comporta pure uno o più meccanismi di trasmissione, che in un opificio il membro fisso dei vari meccanismi è unico, noi possiamo facilmente riconoscere che il legame fra l'energia naturale, agente sulla motrice e vinta sull'operatrice, non è mai interrotto, per quanto sia sviluppato e complesso il sistema di trasmissione. Non vi è quindi a distinguere in un gruppo speciale le macchine ad *azione diretta o a motore aderente*, il cui carattere distintivo è soltanto quello che, in un meccanismo semplice, sono raccolte le due energie, la motrice e la mossa. Ma perchè lo scopo industriale cui è chiamata la macchina è l'elemento più importante a considerare, noi raccogliamo queste ultime nel novero delle macchine operatrici.

6. Il lavoro motore: forme della utilizzazione tecnica delle energie naturali. — Il tecnico richiede alle energie naturali, per adoperarle a produr lavoro motore, che sieno *accumulate, o si rinnovino continuamente e si possano con facilità concentrare.* Allo stato attuale della scienza e dell'industria le energie naturali utilizzate sono: l'*energia libera o latente dell'acqua, la energia libera esterna dell'aria atmosferica, le energie latenti interne chimiche degli esseri animati, dei corpi inorganici ed organici, e specie dei vegetali e combustibili fossili.*

È energia libera esterna la forza viva insita nell'acqua che scorre sul letto d'un fiume; ma è energia poco usata sotto tal forma, perchè suddivisa su grande massa e difficilmente concentrabile; è pure energia libera esterna, e si presenta in quantità notevole, quella che l'aria atmosferica offre allo stato di vento; ma le condizioni, che come per la forza viva dell'acqua, ne rendono difficile la concentrazione (cui si aggiunge la grande variabilità), ne limitano l'impiego come lavoro motore.

In assai più larga misura è usata l'energia latente esterna dell'acqua, quando, col mezzo di un canale derivatore, una più o meno grande caduta, frazionata naturalmente su lungo tratto di fiume, viene concentrata in punti determinati; col qual mezzo, se anche l'energia concentrata si utilizza sul motore come forza viva, viene impedita la grande dispersione della medesima in attrito ed in calore sulle pareti e sul fondo del fiume.

L'energia chimica latente interna è certamente la più larga sorgente che si offra all'industria per la creazione del lavoro motore. Sono reazioni chimiche di combustione quelle da cui proviene la forza muscolare negli esseri animati, o la forza elastica dei fluidi gasosi nelle macchine termiche. Il calore non è che energia libera interna ottenuta industrialmente dalla trasformazione dell'energia latente dei combustibili

mediante la loro combustione. Ed in questa sarebbe certo interessante il domandare come l'energia latente dei combustibili passi, coi mezzi pratici, a lavoro meccanico, e con quali perdite; perchè la trasformazione diretta in calore è accompagnata da una energia potenziale fisica impiegata nella gaseificazione, e da una energia libera esterna per la velocità impressa ai prodotti della combustione; perchè il calore residuo impiegato, ad es. nella vaporizzazione dell'acqua delle caldaie, sfugge in parte come energia libera esterna per la irradiazione delle pareti, in parte prende forma di energia libera interna pel riscaldamento dell'acqua, in parte di energia potenziale fisica per la vaporizzazione di questa, ed in parte di vero lavoro meccanico per l'aumento di volume che accompagna la vaporizzazione.

Nessuna energia chimica si offre all'industria più economica della combustione del carbone fossile, colla quale si utilizza oggi un valore che si è accumulato negli antichi periodi geologici. Sarebbe prematuro il chiedere se questa superiorità sarà duratura per un più o meno lontano avvenire, mentre altre energie chimiche latenti sono atte a produrre il calore, l'elettricità, ecc., ed a trasformarsi quindi in lavoro esterno — ovvero, se altre forme di energia libera esterna (la luce, il suono) potranno prendere un posto nell'industria come sorgenti di lavoro motore.

In ogni caso però è legge indeclinabile che le varie trasformazioni cui è soggetta l'energia iniziale per ridursi a lavoro motore includano *per noi* una perdita, di guisa esse non rispondono nella pratica ai rapporti di equivalenza noti; tale perdita, che dipende dal numero delle trasformazioni e dal modo onde avvengono, riflette esclusivamente lo scopo industriale che ci proponiamo, non riguarda affatto l'insieme dei fenomeni naturali per cui nessuna perdita si verifica.

Le varie energie utilizzate a produrre lavoro motore che noi raccogliamo dal capitale che la terra possiede hanno nell'industria una importanza diversa per ragioni economiche, sociali, ecc. Il progresso sociale che ha aumentato la parte intellettuale del lavoro dell'uomo, che ha rivolto a scopi speciali, e più proficui, il lavoro degli animali e l'energia chimica dei vegetali, ne ha ridotta notevolmente l'applicazione come agenti motori industriali; dall'altro canto, il bisogno di non avere limitazioni di intensità, di tempo, e di luogo per le forze motrici ha dato fin qui all'energia chimica latente del combustibile fossile una prevalenza assoluta.

Con essa lotta con successo, per ragione d'economia, in determinate località, il lavoro motore dell'acqua; ma potrà in un prossimo avvenire più efficacemente lottare quando sieno diffusi i sistemi *accumulatori* che rendano regolari le portate dei fiumi (serbatoi, laghi chiusi, ecc.) e concentrino in un dato punto l'intero lavoro che una massa di acqua può fornire, e quando sieno applicati i mezzi di trasporto trasmissione a grande distanza del lavoro idraulico

Già i sistemi di trasmissione a distanza del lavoro idraulico, specialmente col mezzo dell'elettricità, che erano, pochi anni or sono, allo stato di esperienza, sono ormai diventati pratici e si diffondono ogni giorno in maggiore misura. I progressi effettuati, per cui, la somma totale di energia dispersa dai conduttori elettrici, anche a grandi distanze, è minima, i progressi effettuati nella costruzione della dinamo e degli elettro-

motori, promettono di ritenere che non andrà lungo tempo che l'energia motrice dell'acqua, poco ancora utilizzata nei corsi regolari dei fiumi, e meno ancora nelle regioni alpine, potrà essere concentrata e trasmessa ai centri industriali, creando una situazione economica specialmente favorevole alle regioni povere di combustibili fossili.

Nè il lavoro motore possibile dell'acqua si limita agli esempi ora citati: l'acqua stessa presenta ancora una considerevole sorgente di lavoro quasi dimenticata nelle correnti litorali e nel flusso e riflusso del mare. Anche in questo campo i tentativi di utilizzazione non sono trascurati nei paesi ove la coltura tecnica è in via di continuo sviluppo.

Le energie motrici che la natura ci fornisce in modo continuo od accumulate possono chiamarsi *energie primarie*; ma l'industria crea talvolta negli agenti fisici, artificialmente e con mezzo meccanico, delle energie, in guisa da poterli poi usare come agenti motori; noi possiamo chiamare queste col nome di *energie secondarie*, e vi appartengono il lavoro motore di gravità dei corpi che vengono ad intervalli risollevati, il lavoro motore che si crea sollecitando la elasticità dei materiali come nelle molle, nell'aria compressa, nell'acqua in pressione, il lavoro infine delle correnti elettriche, sviluppate, non per reazione chimica, ma con lavoro meccanico.

A parte le molle che hanno come motori secondarii un'importanza ed una applicazione assai limitata (negli orologi, ad esempio), gli altri motori secondarii che utilizzano le energie elettriche, quella dell'aria e dell'acqua compressa creata artificialmente, hanno nell'odierna vita industriale un'importanza grandissima, come del resto meglio si vedrà a suo tempo.

7. Classificazione delle macchine motrici. — La natura particolare della energia motrice utilizzata potrebbe essere il fondamento di una classificazione razionale delle macchine motrici. Noi, dopo quanto si è detto al numero precedente e colle considerazioni svolte, le quali mettono in sufficiente luce la ricerca di quell'energia primitiva a cui risale, per le sue condizioni, il corpo od agente che viene a contatto col motore, non crediamo di scostarci dalla divisione ordinariamente in uso, nella quale, più che alla forma dell'energia naturale, si ha riguardo principalmente alla natura fisica dell'agente motore, senza trascurare insieme l'ordine storico di successione dei vari tipi di motori, e la loro maggiore o minore importanza industriale presente.

Dividiamo perciò le macchine motrici *primarie* nel seguente ordine, col quale lo verremo studiando:

1. *Motori animati.* 2. *Motori a vento.* 3. *Motori idraulici.* 4. *Motori termici:* a vapore ed a gas. Includiamo s'intende, nella denominazione di motori a vapore quelli che utilizzano come agente d'energia il vapore d'acqua ed i vapori di altre sostanze, e nella denominazione di motori a gas, quelli in cui l'agente motore può essere l'aria calda, o un gas combustibile, qualunque ne sia del resto la genesi.

Quanto ai motori *secondarii*, noi trascureremo l'esame dei motori a contrappeso ed a molla, per ragioni facili a comprendere e diremo solo dei *motori ad aria compressa e dei motori elettrici*, limitando per questi ultimi il cenno a quanto può avere un carattere di assoluta praticità;

onde non invadere un campo che non ci spetta. Notammo che anche i motori idraulici a pressione d'acqua possono appartenere al gruppo dei motori secondari, ma dappoichè il loro tipo in questa speciale applicazione non differisce da quello dei motori idraulici primari, essi non richiederanno uno studio distinto dagli altri motori idraulici.

8. Il lavoro resistente utile e le sue forme industriali nelle macchine operatrici. — Il lavoro resistente utile, che è scopo della macchina e sorgente del profitto industriale, assume come dicemmo: nelle motrici la forma di lavoro rotativo, nelle operatrici una forma che ne mette in evidenza lo scopo tecnologico.

Noi possiamo dire che, nelle macchine operatrici, il significato di L_{ru} è inverso a quello che ha L_m nelle macchine motrici, per quanto si riferisce ai suoi rapporti colle energie naturali; poichè si tratta sempre d'un lavoro meccanico esterno il quale vince una energia agente sui corpi soggetti alla azione della macchina e che si opporrebbe al movimento della macchina stessa. L'effetto che si ottiene è la trasformazione di una energia libera esterna in altre energie libere o potenziali. Così talvolta il corpo soggetto all'azione di L_{ru} subisce un cambiamento di posizione (sollevamento d'un corpo solido o liquido) talvolta un cambiamento di forma specie là dove il lavoro utile sia impiegato a vincere le forze molecolari (coesione, trazione, recisione, ecc....) talvolta in fine detto lavoro trasforma lo stato di equilibrio momentaneo degli atomi e delle molecole dando luogo ad azioni elettriche, calorifiche, chimiche, ecc. Spesso i vari fenomeni sono contemporanei; ma è appunto elemento di progresso nello studio e nella costruzione delle macchine il far sì che il lavoro resistente utile si risolva esclusivamente nella forma d'energia voluta.

Le macchine che sono al servizio di qualsiasi industria entrano perciò nel gruppo delle macchine operatrici, il quale assume così una estensione larghissima. Il loro studio, fatto sistematicamente in riguardo alla trasformazione delle energie, porrebbe nel dominio della meccanica industriale quanto ora si fa strettamente spettare alla tecnologia delle varie industrie meccaniche. Non crediamo però che questo passaggio, vagamente già tentato, sia per essere allo stato attuale della scienza fecondo di buoni risultati; e riteniamo che, nel vasto campo delle macchine operatrici, la meccanica industriale debba solo occuparsi di quelle che offrono per le varie industrie un interesse generale. Sotto questo aspetto il campo può considerarsi più o meno vasto a seconda del criterio d'ogni autore. Ragioni di opportunità e di spazio ci obbligano limitarlo alle macchine operatrici serventi *alla compressione ed al sollevamento dei fluidi gasosi e liquidi ed alla creazione dell'energia elettrica.*

9. Il lavoro resistente passivo. — Assai complessa riesce nelle macchine la determinazione di lavori resistenti passivi, sia per la loro molteplicità, sia per la difficoltà di sottoporli ad una valutazione esatta. I lavori resistenti o passivi comportano una distinzione in tre gruppi principali, e cioè:

1.° *Lavori passivi* che interessano particolarmente le macchine motrici, provenienti dal modo con cui l'agente motore opera sul primo elemento della macchina; poichè non sempre l'energia che esso possiede si tra-

sforma interamente in lavoro meccanico trasmissibile. Appartengono a quest'ordine, per esempio, le perdite di forza viva nell'introduzione dell'acqua sulle palette d'una ruota, le perdite di caduta e di portata, le condensazioni del vapore in un cilindro, i fenomeni di trasformazione per cui nelle macchine termiche non si sviluppa il ciclo del massimo rendimento. In tali condizioni il *lavoro motore,* che dicesi anche *assoluto* o *disponibile,* assume all'atto della trasmissione un valore minore, il quale prende nelle motrici idrauliche nome di *lavoro idraulico,* nelle motrici agenti con fluidi in pressione nome di *lavoro indicato.*

2.° *Lavori passivi*, che interessano particolarmente le macchine operatrici, dipendenti dal modo con cui il lavoro utile ha potuto vincere una determinata energia, non avendo però potuto in essa risolversi senza disperdimenti.

3.° *Lavori passivi* dipendenti dalla costruzione della macchina, dalla sua montatura, ecc., e cioè: quelli che dipendono dal movimento relativo delle superfici accoppiate (attrito di rotolamento, di strisciamento, rigidezza degli organi flessibili) facilmente misurabili essendo noti i coefficienti sperimentali e gli spazii percorsi dalle varie resistenze: quelli che dipendono dagli urti, dalle vibrazioni, dalle deformazioni degli organi; quelli infine che derivano dalla resistenza dei mezzi in cui le macchine si muovono. Alcuni di questi lavori sfuggono ad ogni valutazione di calcolo, sì che la pratica ne raccoglie spesso la nozione complessiva nei coefficienti sperimentali che dànno il rendimento di macchine determinate.

In ogni caso è scopo di una buona costruzione il rendere minimi questi lavori passivi; poichè, se in riguardo allo svolgersi generale dei fenomeni naturali essi non sono perduti, lo sono per l'industria, essendosi essi risoluti in energie che, sotto forma di calore, vibrazioni, ecc., sono senza rimedio disperse.

Lo studio accurato degli elementi costitutivi del lavoro passivo e la loro valutazione diretta suggerisce criterii importanti di perfettibilità delle macchine; non ultimo fra questi ad esempio quello che invita ad aumentare la velocità degli organi con che se ne diminuiscono il peso, gli sforzi trasmessi e le resistenze d'attrito.

Alla somma dei lavori passivi si dà talvolta una espressione particolare. Se si indica con L_v *il lavoro a vuoto,* e cioè il lavoro necessario a mantenere una macchina in moto nella velocità di regime senza che ad essa sieno applicate resistenze utili ($L_{ru} = 0$), sarà per questo caso speciale $L_v = L_{rp}$. Si ammette che se la macchina deve produrre un lavoro utile determinato, i lavori passivi aumentano oltre L_v di una quantità che è proporzionale, secondo un coefficiente k, al lavoro utile stesso. L'equazione del regime diventa allora

$$L_m = L_{ru} + L_v + k L_{ru} = L_v + (1 + k) L_{ru}. \qquad (7)$$

Il valore di k, dato dalle esperienze, dicesi *coefficiente di attrito addizionale.*

10. Il coefficiente di effetto utile delle macchine. — Dall'equazione del regime $L_m = L_{ru} + L_{rp}$, risulta che, dati due degli elementi che la compongono, il terzo è determinato. Se, nello studio di una macchina in funzione, L_{rp} può essere determinato colla misura diretta di L_{ru}

ed L_m, nello studio di una macchina in progetto il valore di L_{rp} deve dedursi teoricamente dalle condizioni di moto e dalla disposizione costruttiva. Tuttavia, anche per questo ultimo caso, la valutazione teorica di L_{rp} è così complessa e riesce così incompleta, che la pratica vi sostituisce generalmente la nozione del coefficiente di effetto utile. Dicesi coefficiente di effetto utile, η, il rapporto fra L_{ru} ed L_m

$$\eta = \frac{L_{ru}}{L_m} = \frac{L_m - L_{rp}}{L_m} = 1 - \frac{L_{rp}}{L_m} \tag{8}$$

Ora, mentre il valore di η può essere calcolato teoricamente noti due degli elementi dell'equazione (5), l'esperienza possiede però un complesso numeroso di dati da cui il valore di η venne dedotto sopra macchine in funzione. La meccanica industriale, con una approssimazione sufficiente, ritiene che questi valori di η possano applicarsi a nuove macchine del medesimo tipo, ed in analoghe condizioni di lavoro.

Il coefficiente di effetto utile è sempre minore dell'unità; sarebbe certo interessante il provare storicamente di quanto i progressi delle scienze naturali, della costruzione meccanica, della tecnologia abbiano successivamente, nei vari tipi di macchine, avvicinato questo numero all'unità, ideale che non è dato raggiungere.

Il valore di η in ogni macchina può essere distinto in due fattori, l'uno che tenga conto nel modo con cui la macchina motrice riceve l'azione dell'agente motore, o del modo con cui l'operatrice produce un dato lavoro e che può dirsi *coefficiente di effetto utile dell'energia* η_e; l'altro, che dipende dalla costruzione della macchina, dei suoi meccanismi ed organi di trasmissione, e che può dirsi *coefficiente di effetto utile organico* η_o.

Sarà $\eta = \eta_o\ \eta_e$; e, per le macchine motrici colle denominazioni date al numero precedente

$$\eta_e = \frac{\text{Lav. ind. od idraulico}}{\text{Lav. assol. o motore}}, \quad \eta_o = \frac{\text{Lavoro utile od effettivo}}{\text{Lavoro ind. od idraulico}}.$$

Il valore dei singoli fattori η_o, η_e può essere suddiviso in altri fattori elementari per le diverse categorie di macchine; ma questa suddivisione non può evidentemente svolgersi che allo studio di ogni singola motrice.

Quando nello studio di progetto di una macchina si fa la valutazione teorica di η, il calcolo permette talvolta di determinare alcuni degli elementi che lo compongono in guisa che η sia a priori un massimo.

11. Analisi delle macchine; l'automatismo. — Chiudiamo questo capitolo di nozioni generali sulle macchine coll'esporre i criterii necessarii alla loro analisi. Già noi abbiamo posta, giustificandola, la divisione generale in macchine motrici ed operatrici. Nelle motrici il *prodotto* (L_{ru}) è un lavoro meccanico rotativo, *l'agente motore* si accoppia al primo elemento della macchina, giusta le forme ordinarie di accoppiamento semplice che la cinematica considera. Se *l'agente motore* è un organo di pressione, il moto che esso possiede, accoppiandosi agli organi rigidi della macchina, può esser *continuo nello stesso senso* o *alternato*. Nelle macchine operatrici la legge di accoppiamento sì dell'*agente motore* (cigna in tensione ad esempio) che del *prodotto* cogli elementi estremi

della macchina trovasi parimenti verificata: e tanto più chiara risulta ove si prendano in esame le operatrici destinate a modificare la forma di un corpo, in cui l'utensile operatore imprime poco a poco al prodotto la forma propria. Così pure nelle operatrici il cui prodotto è un organo di pressione, le più interessanti per la meccanica generale, si ha pure la suddivisione di macchine in *continue* od *alternate.*

Sono macchine *continue* o *scorrenti* lo motrici idrauliche, le turbine, le macchine a vapore rotative, ecc., e, tra le operatrici, le pompe centrifughe, i ventilatori, le pompe rotative, ecc.

Sono macchine *alternate,* paragonabili pel modo di funzionamento agli arpionismi, le macchine a stantuffo dotato di movimento rettilineo.

L'analisi delle macchine, che consiste nel distinguere i vari meccanismi di cui si compongono, concorrenti armonicamente a compierne la funzione, è fatta per tutte in un medesimo modo, essendo costante il principio cinematico di loro composizione. La funzione fondamentale di una macchina, la trasmissione cioè del lavoro dal motore al prodotto, è affidata ad *un meccanismo principale semplice o composto,* il quale individua lo scopo della macchina e riesce evidente anche all'occhio non pratico.

Gli altri meccanismi costituenti una macchina si denominano *secondarii,* e concorrono al regolare funzionamento del meccanismo principale. Essi sono: *meccanismi di distribuzione* che regolano la serie periodica dei movimenti di una macchina — *meccanismi di alimentazione od introduzione* che nelle motrici forniscono l'agente motore, nelle operatrici il prodotto allo stato greggio — *meccanismi regolatori* che regolano l'intensità dei movimenti in modo che sia soddisfatta la condizione del regime; essi sono talvolta così congegnati da poter anche sospendere il movimento della macchina — *meccanismi di trasmissione semplice* che hanno lo scopo di stabilire il legame fra le varie catene cinematiche d'una macchina completa.

Volendo svolgere una più completa analisi si potrebbero mettere volta a volta in evidenza altri meccanismi speciali, quali derivati od intimamente connessi ad uno dei precedenti. Tali ad esempio sarebbero i *meccanismi asportatori* che in alcune macchine operatrici raccolgono il prodotto lavorato.

Questi meccanismi secondarii possono in tutte le loro varie categorie od in parte coesistere nella stessa macchina; però la loro coesistenza col meccanismo principale non è assolutamente necessaria e non è sempre contemporanea.

Il modo col quale essi intervengono in azione può essere duplice: o sono messi in moto isolatamente nel momento opportuno dalla volontà dell'uomo, anzi l'uomo stesso interviene talvolta a suo tempo nel lavoro della macchina per sostituirli completamente — o possono essere *automatici,* nel qual caso il loro movimento è cinematicamente legato a quello del meccanismo principale, secondo leggi di trasmissione determinate.

L'*automatismo,* col quale si sottrae dal meccanismo principale la piccola frazione di lavoro motore che occorre al movimento dei meccanismi secondarii, costituisce, come è noto, uno dei principali elementi del progresso effettuatosi nella costruzione delle macchine.

CAPITOLO II.

LE UNITÀ DI MISURA E GLI APPARECCHI DI MISURA DEL LAVORO

§ 1.

UNITÀ DI MISURA DEL LAVORO. CLASSIFICAZIONE DEGLI APPARECCHI DI SUA MISURA.

1. Unità di misura pratiche ed assolute del lavoro. — Poichè il lavoro meccanico è dato dal prodotto di una forza per una lunghezza (spazio percorso) l'unità di misura del medesimo è data pure dal prodotto dell'*unità di forza* per *l' unità di lunghezza.* La misura industriale è inoltre accompagnata dalla indicazione del *tempo,* da cui soltanto può dedursi l' utilità o la spesa inerente ad un dato sviluppo o consumo di lavoro.

Nel sistema pratico ordinario di misura, *l' unità di forza*, che si desume dalla gravità, e cioè dall'energia naturale la cui azione è costante sui corpi ed i cui effetti sono i più manifesti, è il *Chilogrammo* (Kg.); *l'unità* di lunghezza il *metro.* L'unità di lavoro denominasi il *Chilogrammetro* (Kgm.) ed è il lavoro meccanico sviluppato da un Kg. che cada verticalmente nel vuoto per l'altezza d'un metro. Talvolta, per la misura di grandi lavori, usasi come unità il *dinamodo,* che equivale a 1000 Kgm.

Il Kgm. non include *l' unità di tempo* (per cui si assume il minuto secondo); volendo includere questa unità, che specifica il valore del kgm., come occorre nelle misure industriali si dirà "*Kgm. al 1''*".

In pratica, per essere ordinariamente piccola l'unità rappresentata dal Kgm al 1'', si usa il *cavallo-vapore* (*N* od *HP*) che equivale a 75 Kgm. al 1''. La denominazione di cavallo-vapore risale alla prima introduzione delle macchine a vapore nei lavori minerarii inglesi, in sostituzione dei motori animati applicati ai maneggi.

Gli Inglesi, ancora refrattarii alle misure metriche, adottano come unità di lavoro il *piede-libbra* (la libbra, unità di forza = Kg. 0.45359; il piede, unità di lunghezza = m. 0.305) che corrisponde a Kgm. 0.138. Il cavallo-vapore inglese (Horse-power od *HP*) è di 550 piedi-libbre e cioè di 75,9 Kgm. al 1''. Il lavoro di un cavallo al 1' corrisponde a $550 \times 60 = 33000$ piedi-libbre.

Coll'uso nelle applicazioni industriali di molteplici energie si volle per la misura del lavoro un *sistema di unità assoluto* indipendente non

solo dalle variazioni della forza di gravità nei vari punti del globo, ma ancora da una qualunque delle energie naturali. Le unità di tal sistema sono: la lunghezza (centimetro), la massa (massa di un grammo) ed il tempo (il secondo); esso prende appunto il nome di sistema C. G. S. (centimetro-grammo-secondo). In esso l'unità di forza è il *dino*, forza necessaria per imprimere al 1' la velocità di 1 cm. alla massa di un grammo: così l'unità di forza è espressa in funzione della unità lunghezza (accelerazione impressa dalla forza) e della massa, due quantità che sono indipendenti da ogni forma particolare di energia naturale. Nel sistema C. G. S. l'unità di lavoro è l'*erg*, lavoro compiuto dalla forza di un dino, agente per lo spazio di un cm.

Ma perchè della massa non si ha nozione chiara se non desumendola dalla gravità, e poichè il sistema C. G. S. non si è ancora diffuso in pratica, nè, salvo per lavori compiuti da energie speciali, sembra destinato a supplire le unità in uso, importa stabilire la relazione che lega il dino e l'erg col Kg. ed il Kgm. Poichè ad un corpo che cade liberamente la gravità imprime la accelerazione di g cm. al 1", per la proporzionalità fra forze ed accelerazioni, la forza che agisce sull'unità di massa e cioè il grammo, è di g dini; quindi il dino $= {}^1/_g$ di gramma $= \frac{1}{1000} \cdot \frac{1}{g}$ di Kg.; usandosi per g il valore che corrisponde alla latitudine considerata (per noi $g = 981$ c/m). Analogamente l'erg $= \frac{1}{100000\,g}$ di Kg. Così 1 Kg. $= 10^3 g$. dini; 1 Kgm. $= 10^5 g$. Erg.

La relazione fra le varie unità è data da questo specchio:

	Kgm.	Erg.	Piedi-libbre
il Kgm. espresso in	1	98100000	7.2331
l'Erg " "	0.0000000109	1	0.0000000861
il Piede-libbra " "	0.138	13600000	1

Nel caso di fluidi in pressione, quali sostanze motrici o mosse, l'unità di forza o di pressione ha ordinariamente valore diverso dal Kg.; si esprime o in atmosfere, od in colonna d'acqua o di mercurio, per unità di area premuta (un'atmosfera = 10330 Kg. per mq. = 1,033 Kg. per cmq. = 14,7 libbre inglesi per pollice quadrato, il pollice essendo di 25 m/m.

Nel caso infine di lavori interni quali derivano da energie libere interne in cui i moti atomici o molecolari non sono apparenti, la misura del lavoro deducesi in via indiretta dall'equivalente meccanico dell'unità fisica per essi scelta. Così per ciò che riflette il calore, l'unità di energia calorifica, che prende appunto il nome di *caloria*, ha un'equivalenza col lavoro meccanico di 425 kgm., e per rispetto alla elettricità l'unità di lavoro elettrico che è il *watt* o il *volta-ampère* lavoro dovuto alla corrente dell'intensità di 1 ampère sotto la tensione di 1 volta) corrisponde a kgm. $\frac{1}{9.81}$ al secondo, talchè per un cavallo-vapore di 75 kgm. occorrono 736 *watts*. Ma le nozioni relative trovano più adatto posto allo studio delle macchine speciali, bastando ora quanto si è detto in ispecie sulla misura dei lavori esterni, nei quali si risolvono sempre le energie che hanno rapporto colle macchine.

2. La misura del lavoro e gli apparecchi relativi. — Fissate le unità di misura e i rapporti di equivalenza, si potrà, in ogni caso, esprimere in Kgm.[1] od in cavalli il lavoro di una forza. La misura dei lavori disponibili od effettivi si ottiene con una serie di strumenti di misura delle forze, degli spazii e del tempo che sono di uso ordinario nella pratica dell' ingegnere. Il dettagliato studio di questi ci trarrebbe assai lontano dal nostro scopo, che è ora soltanto di esaminare quel complesso di apparecchi atti a fornire la misura diretta del lavoro sviluppato o richiesto dalle varie macchine in funzione. Come abbiamo osservato al n.° 10 (Cap. I), gli è appunto con tali apparecchi, che permettono la diretta misura di L_m od L_{ru}. che si è raccolto per i vari tipi di macchine quel complesso di dati preziosi, che è concentrato nella nozione dell'*effetto utile*. I criterii che essi forniscono non hanno valore soltanto per giudicare del risultato ottenuto da una macchina in funzione, ma ancora, in modo indiretto, del risultato che può ottenersi da macchine analoghe. Gli apparecchi *misuratori del lavoro* o *ergometri*, prendono generalmente il nome di *dinamometri*, specialmente perchè, nel maggior numero, essi dànno semplicemente la misura della forza in azione producente un dato lavoro, mentre in modo indiretto e facile (con contagiri, meccanismi di orologeria, ecc.), si desume lo spazio percorso in un tempo determinato dal punto di applicazione di essa.

Dividiamo gli apparecchi di misura del lavoro in 4 categorie.

1.° *Apparecchi ad azione momentanea con misura indiretta della forza producente lavoro, detti anche dinamometri a freno o freni.* Con tali apparecchi, il cui uso è limitato alla misura del lavoro in forma rotativa, nel punto in cui detto lavoro si vuole misurare sovra un albero di trasmissione, si interrompe l'albero stesso, applicando il freno a quella parte dell'albero interrotto che è collegata alla sorgente motrice. Il lavoro di questa si fa *interamente assorbire* dal lavoro di attrito del freno, mantenendo la velocità dell'albero nelle condizioni preesistenti. Così, nota la resistenza d'attrito R che viene sviluppata alla corona d'una puleggia montata conassica all'albero e la sua velocità periferica v, si avrà con $R.\ v.$ il lavoro al 1″. I *freni* si usano per la misura del lavoro effettivo sviluppato da una motrice a diverse velocità; si possono del resto usare anche per la misura del lavoro assorbito dalle operatrici, applicandoli sull'albero primo o motore di queste, il quale viene fatto girare alla velocità ordinaria di lavoro dopo che l'intera macchina operatrice è stata da esso disinnestata. Questa ultima applicazione richiede però che resti invariata la velocità della motrice, e che se questa anima un gruppo di macchine operatrici, ad una sola delle quali sia applicato il freno, il lavoro totale da esse richiesto rimanga invariato.

2.° *Apparecchi a misura diretta della forza o dinamometri di trasmissione semplici*, coi quali la misura del lavoro assorbito da una o più macchine operatrici, quindi indirettamente del lavoro sviluppato da una motrice, è fatta *senza sospendere la trasmissione*, e cioè durante l'effettivo lavoro della macchina in esame; e questo inserendo l'apparecchio nella trasmissione fra l'albero che comanda una macchina e la macchina operatrice stessa, se vuolsi determinare il lavoro da questa assorbita; o, se

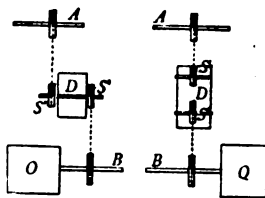
vuolsi misurare l'intero lavoro richiesto da un gruppo di macchine, quindi quello sviluppato dalla motrice che le anima, inserendolo fra l'a bero motore di questa ed il punto in cui il lavoro si distribuisce. Ta apparecchi sono disposti nella trasmissione nei modi indicati dalla fig. 2, *A* essendo l'albero motore, *B* l'albero della operatrice o del gruppo di operatrici che assorbe il lavoro, *D* il dinamometro, S^1 S^2 le puleggie di questo che mantengono continua la trasmissione, e fra le quali esiste un sistema di organi atto a dare la misura della forza trasmessa. La quale si determina in genere come sforzo periferico d'una puleggia, o d'un ingranaggio, di cui si può con altro mezzo (orologi, contagiri, ecc.) determinare la velocità del punto di applicazione. Quando i dinamometri di trasmissione semplice si usano per determinare il lavoro delle motrici (applicazione del resto rara per le eccessive dimensioni che d'ordinario assumerebbe il dinamometro in lavori appena medii, e nella quale sono preferiti i freni) si richiede che, dal punto in cui si trova il dinamometro alla motrice, le resistenze sieno facilmente misurabili.

Fig. 2.

3.° *Dinamometri di trasmissione totalizzatori o registratori o dinamografi in genere:* così chiamati perchè, pure essendo disposti in modo analogo ai tipi precedenti per dare la misura della forza, sono insieme provveduti di un sistema registratore, variamente congegnato, col quale riesce possibile avere la misura dell'intero lavoro sviluppato durante un più o meno lungo periodo di esperienza. L'apparato registratore può essere: 1.° disposto in modo da fornire un diagramma come quello della fig. 1 mediante una punta tracciatrice unita ad un corpo elastico, la cui deformazione dia la misura esatta o proporzionale della forza trasmessa, tracciando una linea sovra una superficie, che è mobile con velocità proporzionale a quella posseduta dalla forza ed in direzione costante, ovvero mobile con velocità uniforme; 2.° disposto in modo da indicare, mediante la semplice lettura d'un dato numero di giri, il lavoro totale compiuto.

Una buona parte di tali apparecchi non fa che completare un dinamometro ordinario, semplificandone l'applicazione pratica. Ma gli apparecchi registratori, da cui si cavi un diagramma continuo, permettono, non solo di determinare il lavoro totale compiuto in un dato tempo, ma ancora di riconoscere quali variazioni sieno in esso successivamente intervenute. In ogni caso, gli istrumenti totalizzatori si prestano a determinare il lavoro medio in un lungo periodo di tempo, il che non è possibile coi dinamometri semplici se il lavoro è variabile.

4.° *Dinamografi per macchine a fluido o indicatori,* rappresentanti una categoria speciale di apparecchi totalizzatori, i quali si applicano ai cilindri o capsule delle macchine motrici od operatrici per determinare il lavoro sviluppato o richiesto da un fluido in pressione, secondo che sia organo motore o mosso. Il loro intervento nella macchina non ne altera il funzionamento; il diagramma che con essi si ottiene non dà sol-

tanto la misura del lavoro, ma fornisce elementi preziosi per studiare le successive fasi che il fluido attraversa, l'effetto degli organi che le regolano, ecc., ecc.

Nei seguenti paragrafi prenderemo in esame i quattro indicati gruppi degli apparecchi per la misura del lavoro.

§ 2.

I FRENI.

3. *Freno semplice o di Prony.* — Il freno semplice o di Prony, dal nome dell'inventore, assume la seguente disposizione: sull'albero di una motrice (che per ora supponesi orizzontale) si fissa conassico il *tamburo o puleggia* del freno (di raggio r) generalmente in metallo; alla sua superficie vengono premuniti *blocchi o mascelle* di legno, in guisa da sviluppare una resistenza d'attrito F (eguale allo sforzo periferico), tale che girando l'albero colla velocità ordinaria (n giri al 1') assorba il lavoro fornito dalla motrice. Il lavoro così assorbito in Kgm. al 1" sarà:

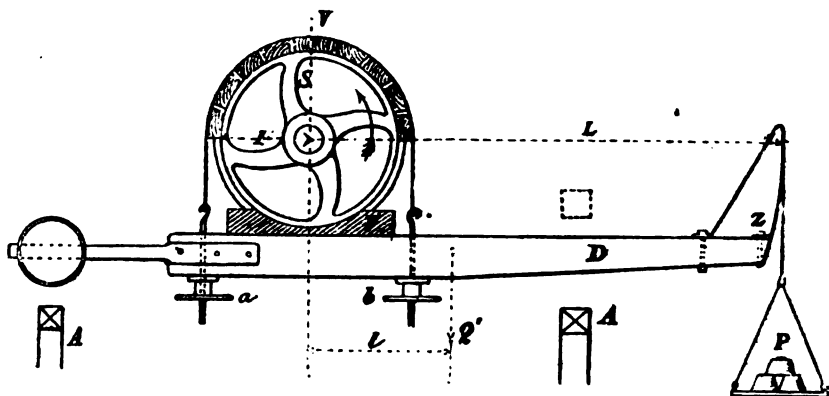



Fig. 3.

$$\pi/_{30} \,.\, r \,.\, nR \quad \text{ovvero} \quad 0.1047\, nRr.$$

Il valore di n determinasi separatamente con misura diretta; il valore Rr si determina mediante il momento di un peso P applicato al braccio del freno alla distanza L.

Il lavoro in Kgm. al 1" sarà $0.1047\, nPL$
" " in cavalli $N = {}^1/_{75}\, \pi/_{30}\, n \,.\, P \,.\, L = 0.001396\, n \,.\, P \,.\, L$ } (1)

Le forme comuni di applicazione del freno semplice sono date dalle figure 3 e 4; la disposizione può essere a leva superiore od inferiore. Nella fig. 3 una delle mascelle del freno è sostituita da una serie di blocchi riuniti con un nastro metallico. Si regola il valore di R manovrando in entrambi i casi le viti a e b, in modo che la leva del freno mantengasi orizzontale sotto l'azione di P.

Il peso della leva è spesso equilibrato come a fig. 3; ove non sia, si deve tener conto del peso Q che gli equivale supposto applicato sulla direzione di P (e che riteniamo contenuto in questo) colla $Q = Q_1 \, ^l/_L$, essendo Q_1 il peso della leva non equilibrata applicato al centro di gravità di questa.

Fig. 4.

La fig. 4 dà una forma speciale di puleggia del freno in due pezzi, che è fissata all'albero con cuscinetti manovrati da viti.

Dei due tipi diversi di freno a mascelle, od a blocchi riuniti da un nastro, si preferisce d'ordinario quest'ultimo perchè può adattarsi a diversi diametri di puleggie.

L'eguaglianza $Rr = Pl$ si rende in ogni istante soddisfatta, malgrado la variazione della velocità o della resistenza d'attrito (a seconda del riscaldamento, della lubrificazione, ecc.) colla manovra delle viti *a* e *b*, sì da mantenere la leva del freno nella posizione orizzontale; si impe-

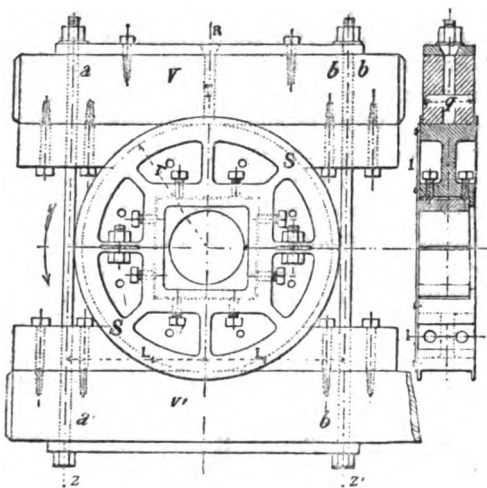
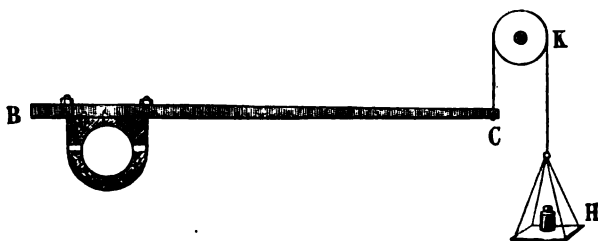



Fig. 5.

disce una troppo ampia oscillazione della leva, prima o dopo la manovra delle viti, cogli arresti $A . A$.

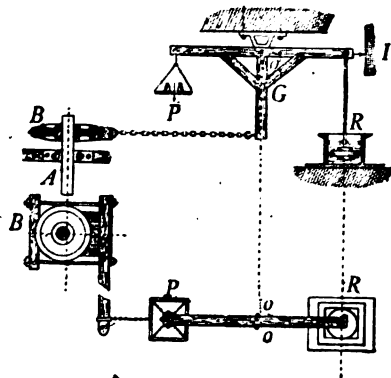
Il peso è applicato all'estremo del braccio di leva; ma se il peso diretto fosse troppo grande si fa uso di bilancia. Talvolta si applica invece all'estremo del braccio un dinamometro a molla; tal' altra infine si fa uso della disposizione fig. 5, la quale richiede senso di rotazione dell'albero inverso a quello stabilito nelle figure precedenti e si presta ad equilibrare preventivamente in H il peso del braccio in falso.

Nella fig. 3 il peso è applicato mediante organo flessibile e zoccolo di guida sulla orizzontale passante pel centro della puleggia; ove questo non si faccia, ed il peso agisca direttamente in Z all'estremo di D, è preferibile che il braccio del freno sia al disotto dell'albero da frenare.

Con una tale disposizione l' equilibrio del braccio riesce assai più stabile; infatti, se il braccio D fosse superiore, ove R aumenti per modo che D sia tratto in rotazione, diminuisce L e quindi a maggior ragione PL rispetto ad Rr. Le oscillazioni del freno sono perciò assai sensibili. L'inverso avviene se il braccio è inferiore; tale disposizione costituisce un sistema quasi automatico regolatore dell' equilibrio del freno, come meglio si vedrà in appresso. Il principio relativo venne utilizzato nel freno Barrois col tenere assai inclinato il braccio del freno al di sotto dell'albero.

Per alberi verticali, l' applicazione del peso viene fatta sul freno mediante organo flessibile o puleggia di rinvio, ovvero mediante la disposizione schematica della fig. 6. A albero verticale, B freno; G leva composta oscillante intorno ad O, P peso, R moderatore delle oscillazioni costituito da uno stantuffo che si muove, con gioco, in un cilindro pieno d'acqua, I indice per la verifica della posizione orizzontale della leva e dell' ampiezza delle oscillazioni.

Fig. 6.

Sulla migliore disposizione di freno semplice perchè abbia luogo un equilibrio stabile del freno in azione. Nei trattati di meccanica un freno viene ordinariamente disegnato colla leva in alto come appunto vedesi nella fig. 7[1], e gli autori si limitano a ricordare che la disposizione da noi data colla fig. 3 rappresenta una migliore condizione di equilibrio. Ora ciò è perfettamente vero: ma non è inutile il chiarirlo in modo più preciso.

Certamente un freno di Prony dovrebbe essere sempre montato e funzionare in modo tale che, col variare del momento d'attrito entro determinati limiti, possa variare in modo analogo il momento di equilibrio del freno, per modo che il freno, entro gli stessi limiti, si trovi in una condizione di equilibrio stabile, senza che l'oscillazione lo conduca a colpire col braccio gli arresti che ne limitano la corsa, i quali sono fissati in posizione opportuna.

Per riconoscere quale sia la disposizione del freno semplice che permette di soddisfare nel miglior modo questa condizione, consideriamo il problema in linea generale.

Prendasi dapprima, quale è rappresentata nella fig. 7[1], la disposizione ordinaria che è data al freno. Il senso di rotazione dell'albero tende a far girare verso l'alto il braccio del freno. Nella sua giacitura media, quando il freno è in funzione, ed è equilibrato mediante il contrappeso alla parte opposta del braccio, si ha la relazione:

$$Pa = Rr$$

ovvero

$$PC \cos \alpha = Rr$$

nella quale P è il peso applicato con uncino all'estremo del freno, R la resistenza di attrito, C è la distanza rettilinea del punto di applicazione del peso dal centro, ed α l'angolo che questa forma colla orizzontale; 1, 2 sono gli arresti che ne limitano la oscillazione massima.

Si sposti ora il freno in conseguenza di una variazione del momento di attrito (tanto in un senso che nell'altro), fino in vicinanza agli arresti; si otterrà, se δ è l'angolo di spostamento dalla posizione media, $\frac{r}{2}$ la distanza dal centro di gravità del freno dal punto di mezzo, ed S lo sforzo applicatovi, o il peso del freno:

$$P C \cos\left(\alpha \pm \delta\right) \mp S \frac{r}{2} \operatorname{sen} \delta = R_x . r$$

La relazione vale, adottando il segno + o il segno −, per l'una o per l'altra delle due posizioni estreme spostate di δ, come è rappresentato nella fig. 7[1].

Considerando in particolare questa relazione si trova: quando Rr cresce fino a $R_x r$, — e cioè cresce il momento d'attrito — anche α aumenta dell'angolo δ; per modo che il momento che deve produrre l'equilibrio non si è soltanto abbassato al valore:

$$P C \cos(\alpha + \delta)$$

ma viene ulteriormente diminuito della quantità:

$$S \frac{r}{2} \operatorname{sen} \delta.$$

Fatto analogo si verifica, ma in senso contrario, quando ha luogo una diminuzione nel momento d'attrito.

Per conseguenza questa disposizione dà luogo — precisamente — ad un risultato contrario a quello che vuolsi ottenere; poichè quando si verifica una alterazione nelle condizioni di equilibrio, anche col ritorno del momento di attrito alle condizioni normali, è impedito il ritorno del braccio del freno alla sua posizione ordinaria.

La verità di questo fatto è evidente se si osserva che l'abbassamento della leva del freno è provocato da una diminuzione dell'attrito sulla puleggia del medesimo, e che, a tale abbassamento, corrisponde un maggior valore del momento del freno, per essere cresciuto il braccio di leva; mentre, viceversa, l'alzamento della leva deriva da un aumento dell'attrito, ed a questo aumento corrisponde un minor valore del momento del freno. Entrambe queste condizioni si oppongono al ritorno dell'apparato nella posizione normale.

Così la disposizione generale in uso presenta un equilibrio instabile, e non dovrebbe essere mai adoperata.

In contrapposto, si realizza una condizione di equilibrio stabile e praticamente assai conveniente invertendo la posizione del freno, come vedesi nella fig. 7[2], per la quale l'eguaglianza di equilibrio, a freno equilibrato nella posizione media, risulta dalla relazione:

$$P C \cos \alpha = R r,$$

e per uno spostamento del freno (sopra o sotto dalla posizione media) dell' angolo δ, si ha la relazione analoga, ma a segni invertiti, alla precedente:

$$PC\cos\left(\alpha \mp \delta\right) \pm S\frac{r}{2}\operatorname{sen}\delta = R_r \cdot r.$$

Così il momento del freno cresce in questo caso quando cresce il momento d' attrito e inversamente; come del resto risulta chiaramente dalla ispezione della figura; l'abbassamento della leva che ha luogo con una minor resistenza d'attrito, produce una diminuzione di braccio di leva nel momento del freno, quindi tendenza al ritorno alla condizione iniziale; e lo stesso, inversamente, coll'alzarsi della leva quando l'attrito aumenta.

In questa seconda disposizione il momento di attrito può variare aumentando di:

$$PC\left\{\cos\left(\alpha - \delta\right) - \cos\alpha\right\} + S\frac{r}{2}\operatorname{sen}\delta$$

e diminuendo di:

$$PC\left\{\cos\alpha - \cos\left(\alpha + \delta\right)\right\} + S\frac{r}{2}\operatorname{sen}\delta$$

prima di venire a contatto cogli arresti.

Per rapporto alla fig. 7ª ci sembra utile determinare per un dato caso numerico i due limiti estremi del momento di attrito.

Sieno:

$a = 1$ metro — lunghezza della leva
$r = 0{,}15$ — raggio del tamburo
$P = 8$ chg. — peso applicato al freno
$\delta = 1{,}5°$ — massimo angolo di spostamento
$S = 9$ chg. — peso del freno.

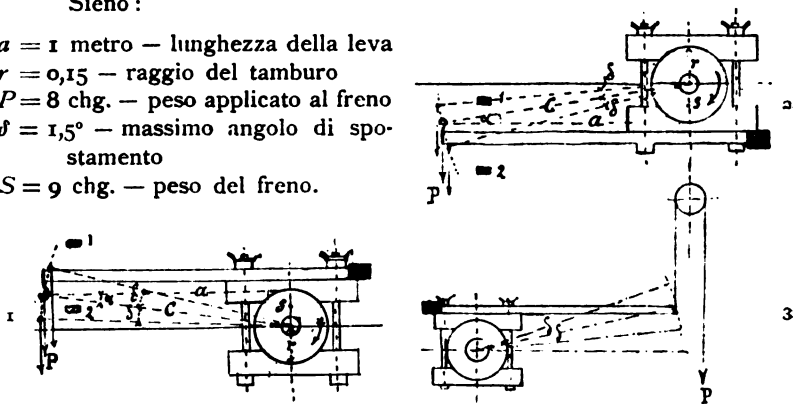



Fig. 7[1·2·3].

Sarà:

$$C = \sqrt{a^2 + r^2} = \text{m. } 1{,}011$$

$$\operatorname{tang}\alpha = \frac{r}{a} = 0{,}15 \text{ e } \alpha = 8°{,}30'$$

$$\cos\alpha = 0{,}98902$$

$$\cos(\alpha - \delta) = 0{,}99255$$

$$\cos(\alpha + \delta) = 0{,}98481$$

$$\operatorname{sen}\delta = 0{,}02618$$

Introducendo questi valori numerici nella equazione generale precedente si ottiene:

$$8 \,.\, 1{,}011 \{0{,}99255 - 0{,}98902\} + 9 \,.\, \frac{0{,}15}{2} \,.\, 0{,}02618 = 0{,}0462 \text{ chilogrammetri}$$

e

$$8 \,.\, 1{,}011 \{0{,}98902 - 0{,}98481\} + 9 \,.\, \frac{0{,}15}{2} \,.\, 0{,}02618 = 0{,}05172 \text{ chilogrammetri.}$$

Può così il momento d'attrito crescere di chgm. 0,0462 o abbassarsi di chgm. 0,05172, prima che sieno distrutte le condizioni d'equilibrio, e cioè la resistenza di attrito variare fra chg. 52,988 e 53,641.

Come solo inconveniente di questa disposizione deve accennarsi che è, in essa, talvolta, incomoda l'applicazione dei pesi, se il disco del freno giace prossimo al pavimento; in questo caso si può applicare il peso ad una corda che si avvolge su rullo sospeso al soffitto del locale ove si deve eseguire la esperienza. Questa terza disposizione, rappresentata nella fig. 7ª, offre in pratica lo stesso vantaggio della seconda, e differisce essenzialmente dalla prima (malgrado che la leva del freno si trovi alla parte superiore) per il senso di moto dell'albero rispetto al braccio del freno. Colla prima, crescendo l'attrito l'albero tende a sollevare il freno e diminuire il braccio di leva; coll'ultima disposizione a corda di rinvio, crescendo l'attrito l'albero tende ad abbassare il braccio del freno aumentando così il braccio di leva. È questa una disposizione conveniente nella pratica, sebbene le si rimproveri la incertezza del valore della resistenza aggiunta dalla corda. Se si dispone del resto di una bilancia a *bascule*, si può, con questo ultimo schema, sopprimere la corda, facendo appoggiare con un'asta la estremità del freno sulla bilancia, ed esercitando così sul freno una spinta dal basso verso l'alto.

Condotta dell'esperienza al freno. Montato il freno e caricatolo del peso P, lo si serra poi dolcemente, aumentando o diminuendo P, finchè siasi raggiunta, alla velocità normale, la condizione di equilibrio. Le superfici sfreganti del freno, specie nelle lunghe esperienze, si lubrificano con olio od acqua saponata (30 % di sapone nero); talvolta, di rado però, sono coperte di bronzo o metallo bianco. Il lavoro d'attrito si trasforma in calore, e questo disperdesi nella vaporizzazione dell'acqua e nella conducibilità delle pareti. Importa, alla riescita della esperienza, che la temperatura durante la medesima sia costante. L'equilibrio durante l'operazione ottiensi o manovrando le viti di chiusura o modificando il peso. La media dei diversi esperimenti, registrati ad intervalli uniformi, dà il lavoro medio. Se durante la prova non si esige una velocità costante, si serra o si disserra il freno, secondo il bisogno, senza modificare P.

4. Calcolo delle principali dimensioni d'un freno. — La ***puleggia*** che è metallica (le antiche in legno sono da scartare perchè, pur sviluppando forte attrito, non concorrono per conducibilità al rapido raffreddamento) avrà un diametro $2r$ in ragione diretta del numero dei cavalli (N), ed inversa del numero dei giri (n). Si assume come primo valore approssimato $2r = \sqrt{N:n}$. La pressione specifica sulle mascelle non deve superare i 10 Kg. per c/m^2: la larghezza della puleggia q varia da 10

a 20 $^{c}/_{m}$ inversamente ad r. Il coefficiente di attrito (legno su ghisa) tiensi 0.18. Perchè la temperatura non superi 70° ∼ 80° richiedesi che il lavoro d'attrito non sia > di 20000 Kgm. per mq.

Il prof. Colombo dà $2rq$ non < di 0.0033 N.

Grashof partendo dall'ipotesi che, nei freni comuni senza apparecchi di raffreddamento o lubrificazione, il raffreddamento sia effettuato dall'aria ambiente, detta F la superficie della corona metallica del freno, t il limite massimo di temperatura concessibile ($t = 75°$), K il coefficiente di trasmissione del calore per ora, mq., e grado di temperatura ($K = 64$), ed assunto in Kgm. 425 l'equivalente meccanico del calore,

$$KF.t = \frac{75 \cdot 3600}{425} . N; \quad \text{cioè circa} \quad F = 0.1\, N \,\text{mq}.$$

È a notare che colla disposizione a blocchi legati da nastro diminuisce il valore di F a pari sviluppo di periferia abbracciata.

I *bolloni di chiusura* a e b (fig. 4) sono soggetti ad uno sforzo massimo di trazione dato da $180. \frac{N}{n}\left(\frac{5}{r} + \frac{l}{2}\right)$, l essendo la distanza dell'asse del bollone del centro. Con questa formula può pure determinarsi il minimo spessore del nastro. La *leva* si calcola come solido soggetto a flessione per valore massimo di P.

5. *Tipi diversi di freno semplice.* — La fig. 8 offre una disposizione di freno usato per la misura di rilevanti lavori. Le due estremità

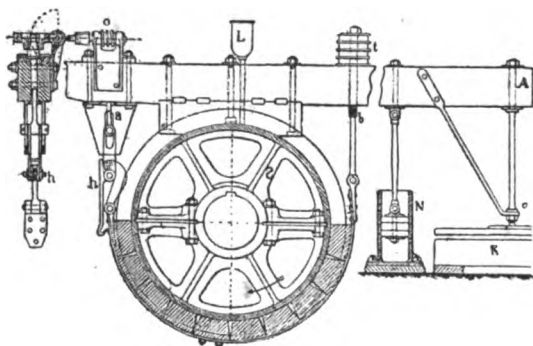



Fig. 8.

del nastro essendo diversamente tese, il serraggio si opera agendo con un meccanismo a vite perpetua sul tratto meno teso. Il bollone meno teso preme talvolta su dischi elastici t. L'estremo del braccio del freno si fa agire a mezzo del contraffisso o sul piano d'una bilancia k. Il freno idraulico N, serve, come nella fig. 6, a moderare le oscillazioni della leva del freno (L recipiente lubrificatore). In alcuni freni di grandi dimensioni le due viti a e b sono manovrate insieme da un meccanismo a vite perpetua, nel quale le due viti senza fine sono montate sovra un asse che corre parallelo al braccio del freno e si fa ruotare con piccolo volano, per comodità di manovra, all'estremo libero di questo.

In alcuni tipi di freni si è avuto specialmente riguardo a rendere regolare comoda e continua la aspersione dell'acqua: il metodo ordinario di versarla fra le superfici riesce assai incomodo e malagevole poi per alberi verticali, nei quali occorre guarnire inferiormente di lamiera la puleggia perchè questa trattenga come recipiente l'acqua versata. Una delle più ingegnose disposizioni si ha nel freno *Thiabaud* (fig. 9). Questo freno, che è equilibrato con prolungamento della leva dalle due parti, è provveduto di una circolazione d'acqua continua. Il freno consta: della puleggia in ferro *B* fissata all'albero *A* con due ganasce *D*: delle mascelle in legno *C* fissate ad archi di ferro facenti parte della leva del freno, riunite con due viti mediante cui si effettua il serraggio: di una scatola collocata sul davanti della puleggia e composta di due parti, l'una *E*, mobile con *B*, cui è unita mediante i piedi *x*, l'altra *F* fissata alle mascelle coll'asta *i* e la forcella *b* ed abbracciante la prima, scatola che costituisce il sistema raf-

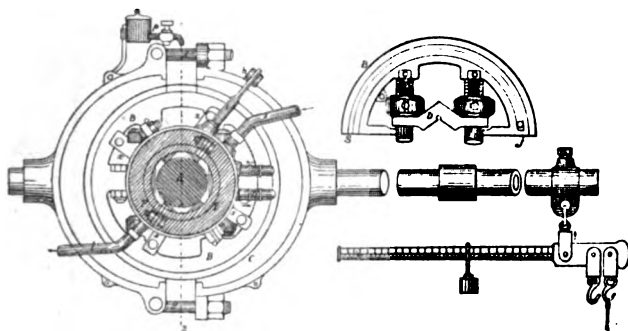



Fig. 9.

freddatore. La scatola *F* è unita a due tubi *k* ed *l*, uno di arrivo l'altro di scarico dell'acqua. Dalla scatola *E* partono due tubi *m n* che mettono capo ad una scanalatura *S*, interna a *B*, dove l'acqua agisce raffreddando; un diaframma *j* interrompe questa scanalatura, e l'acqua entrata per *m* esce per *n*. Un sistema di condotti interni alle scatole *E* ed *F* permette il moto dell'acqua nel senso indicato dalle freccie.

6. *Freni automatici a leva.* — Nei freni ordinarii, come abbiamo constatato, l'equilibrio non è nè può essere permanente; e questo, o per irregolarità del disco, o per le variazioni del coefficiente d'attrito a cagione dello stato di lubrificazione, per effetto di temperatura o per cambiamento di velocità. Le oscillazioni della leva che ne conseguono sono generalmente tali (salvo nel tipo Barrois, vedi appresso) da rendere assai difficile il soddisfare la condizione di stabilità.

Sonosi perciò studiate numerose disposizioni perchè la condizione dell'equilibrio, malgrado le cause che tendono a romperlo, sia automaticamente soddisfatta dalla costruzione stessa del freno, senza ricorrere alla manovra intermittente delle viti. Indichiamo alcune delle principali.

Freno Deprez (fig. 10). Le due leve *e c*, *e b* delle mascelle del freno, articolate in *e e* sul disco *B*, sono pure articolate ad una leva *b o* inclinata all'orizzontale di α. *A* è la puleggia del freno. Dal perno libero *o* della leva

b o, discende il peso Q che proporzionato al serraggio voluto. L'effetto massimo per stringer le mascelle si produrrà quando *b o* è orizzontale; sarà nullo se *b o* è verticale. L'efficacia di tal chiusura è quindi proporzionale a $\cos\alpha$. Il disco B, contrappesato in c, è folle sull'asse; ad esso è applicato il peso P che serve alla misura del lavoro. Nella posizione di equilibrio, il momento d'attrito è uguale a $P.L$. Se la resistenza d'attrito scema, P si abbassa e diminuisce α; allora Q esercita una chiusura più energica e rileva P. L'inverso avviene se la resistenza d'attrito aumenta.

Le pressioni R ed R_1 sulla puleggia A, esercitate dai due blocchi sono:

$$R = Q\cos\alpha\,\frac{ao}{ab}\cdot\frac{be}{ed} \qquad R_1 = Q\cos\alpha\,\frac{ob}{ab}\cdot\frac{ce}{ed}\,. \tag{2}$$

Freno del Creuzot (fig. 11). Il freno consta di due mascelle, colle relative braccia NN, simmetriche, adossate alla puleggia r e riunite dal

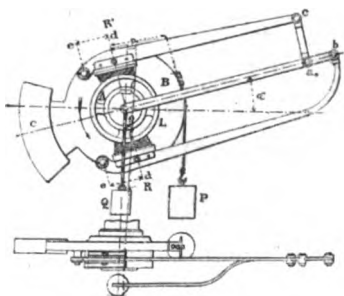
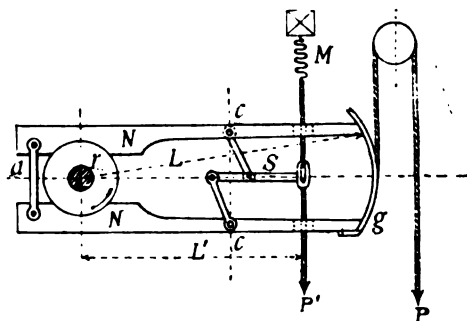



Fig. 10. Fig. 11.

tirante a'. Il peso P è applicato sull'orizzontale passante pel centro, con puleggia di rinvio e coll'arco G concentrico ad r. Il sistema regolatore è costituito dal gruppo di leve interno alle braccia del freno; i perni $c\,c$ giacciono su una normale all'asse del freno; all'estremo dell'articolazione S è applicato, mediante corda, inferiormente, il peso P_1; dalla parte superiore, l'estremo della corda, indipendente da P_1, è unito mediante molla M ad un punto fisso. Se durante l'esperienza l'attrito aumenta, P riesce troppo piccolo ed il freno è trascinato nel senso della freccia. Ma la leva S, seguendo il moto del freno, distende la molla M, per il che risulta diminuita l'azione di P_1. Si allenta così il serraggio e l'equilibrio si ripristina. Il contrario avviene, se, scemando l'attrito, il freno tende a ruotare in senso inverso. Il peso P_1 sostituisce la chiusura delle viti nei freni comuni; se la chiusura ch'esso produce è troppo debole al principio dell'esperienza, onde risulta un eccesso del numero dei giri, si accresce P_1; e per impedire che il freno si inclini fuori dell'orizzontale si aumenta, a scopo di equilibrio, P. L'inverso se P_1 fosse eccessivo.

Il lavoro in Kgm. è dato da

$$\text{Kgm.} = \frac{P - T - p}{716}\,L\,n \tag{3}$$

dove T è la tara del freno o il peso (supposto contenuto in P) che serve ad equilibrarlo, p la differenza fra P_1 e la tensione di M trasportata sulla direzione di P, e cioè $p = \frac{L_1}{L}(P_1 - M)$.

Per piccole forze si può fare uso del freno *Barrois* (fig. 12) in cui il braccio del freno è molto inclinato in basso, per modo da realizzare un sistema regolatore automatico. Se l'attrito cresce in modo che il freno possa essere trascinato, il momento di P cresce pure e l'equilibrio si ripristina.

Fig. 12.

7. *Freni a nastro.* — Benchè il principio dei freni a nastro sia, in parte ed in modo indiretto, applicato in alcuno dei tipi più sopra esaminati, si usano tuttavia dei freni a nastro propriamente detti, nei quali è soppressa la leva che caratterizza il freno di Prony. Si tratta allora d'un vero nastro il quale è avvolto sulla corona d'una puleggia, cui si fa assorbire il lavoro della macchina per attrito, misurando lo sforzo periferico (o la resistenza di attrito) colle tensioni del nastro. Il nastro può essere formato di una semplice striscia metallica addossata alla corona della puleggia, o di un sistema articolato composto di parti isolate riu-

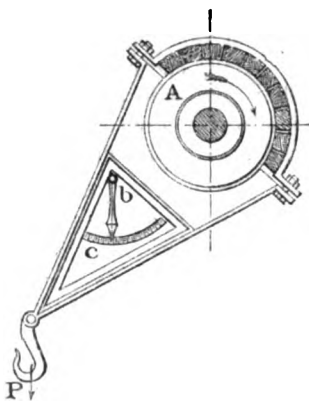
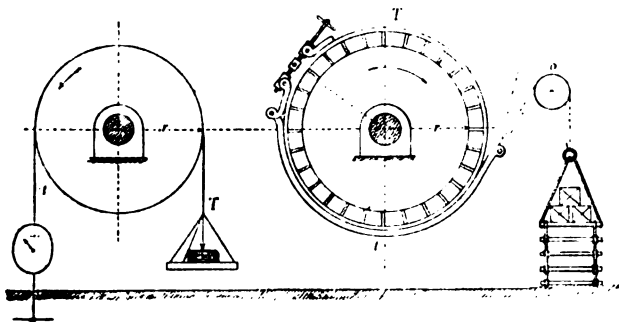



Fig. 13[1 · 2].

nite da bulloni cui sono applicati dei blocchi di legno. In ogni caso, il nastro può essere *aperto*, come nel freno *Navier* (fig. 13[1]), o *chiuso*, come nel freno *Cadiat* (fig. 13[2]).

Nel freno a nastro aperto al tratto meno teso si applica un dinamometro fissato al suolo, il quale dà il valore di t; del resto t può aversi dalla misura di T colla $T = t e^{f\alpha}$, posto $\alpha = \pi$. Il valore di P da porre nella equazione (1) è $P = T - t$, ed il valore di $L = r +$ il semi spessore del nastro + lo spessore dei blocchi di legno. Lo stesso dicasi pel freno a nastro chiuso, ove $\alpha = 2\pi$. Nella dispos. Cadiat ($\alpha = 2\pi$) la misura di T si ottiene con un peso applicato ad una fune avvolta sulla carrucola

di guida *o*. Il piatto portante il peso è collegato al di sotto con un sistema di verghe articolate poggianti sul suolo, il che viene fatto allo scopo di dare una certa stabilità all'equilibrio del freno; perchè, se cresce la resistenza d'attrito, il piatto, che comincia a sollevarsi, solleva anche in tutto od in parte le verghe articolate, e questo si risolve in un aumento del peso, atto a ricondurre il sistema alle tensioni primitive. La tensione iniziale si regola col mezzo di vite tenditrice a passi contrarii, fissata la velocità dell'albero.

Nelle sue applicazioni più semplici il freno a nastro, quale si usa nelle prove sulle piccole macchine (motori a gas) è costituito di un nastro semplice *a* di ferro o rame che si avvolge sul contorno del volano *R* (fig. 14). Degli sporti convenienti ripiegati ad angolo (1 . 1...) impediscono la caduta del nastro dalla corona. Il nastro è composto di due parti articolate nel punto ove è applicato con uncino il peso *P*; dal lato opposto esiste in *d* una vite colla quale si stringe o si allenta il nastro sulla corona. Le corde *h* unite ad un punto fisso impediscono al nastro di essere trascinato a rotazione per eventuale deficienza del peso. Il nastro è lubrificato con olio; meglio con grasso. Il calcolo del lavoro si fa colla stessa formula del freno di Prony sostituendo alla lunghezza del braccio del freno, il valore di *R* distanza del centro di rotazione dal punto di applicazione del peso *P*.

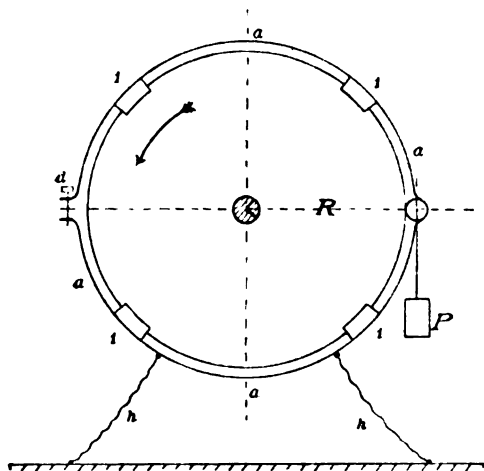



Fig. 14.

8. Freni a nastro automatici. — Anche nei freni a nastro si sono studiate disposizioni per renderli automatici; anzi i freni automatici a nastro (ed il freno Cadiat ne accenna l'idea) sono, per la misura dei piccoli lavori, più usati che non i freni automatici a leva. Essi offrono il grande vantaggio di non richiedere una puleggia speciale che funzioni come tamburo del freno, ma di potersi adoperare allo scopo, se il tipo del motore e le condizioni pratiche della prova lo permettono, la puleggia o il volano del motore.

Fra i molti tipi noti quali i freni Balk, Beer, Imray, Amos, Emery, Brauer, ecc., ricordiamo questi quattro ultimi.

Freno Imray. È schematicamente rapp.° nella fig. 15, ed è una modificazione del freno Navier. Sull'albero a frenare, da ciascuna parte della puleggia, sta un doppio settore *dB* folle ed equilibrato. I vertici dei due settori sono riuniti con spine traversali. Il nastro (che ord.° è in parte guarnito di blocchi in legno) è unito stabilmente con un estremo al set-

tore circolare B, concentrico ad A; l'altro estremo è caricato del peso Q nel senso della rotazione; la tensione massima è ottenuta col peso P sorretto da una corda applicata al settore e non in contatto colla corona della puleggia. Se per una variazione, fra certi limiti, del coefficiente di attrito, la resistenza relativa cresce o scema, il momento di P resta costante, mentre l'arco abbracciato dal nastro scema, e quindi la risultante delle tensioni e la resistenza d'attrito: l'equilibrio così si ristabilisce. Le oscillazioni dell'arco abbracciato possono avvenire fra i limiti π e $\pi - \beta$, se β è l'angolo sotteso al centro del settore.

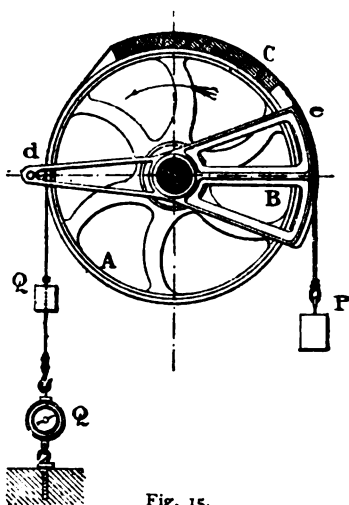



Fig. 15.

Freno Amos (fig. 16). I due nastri del freno (guarniti di blocchi), sono riuniti ad un capo da un tenditore B, col quale ponesi al principio il freno in equilibrio, e all'altro capo mediante due perni inegualmente distanti

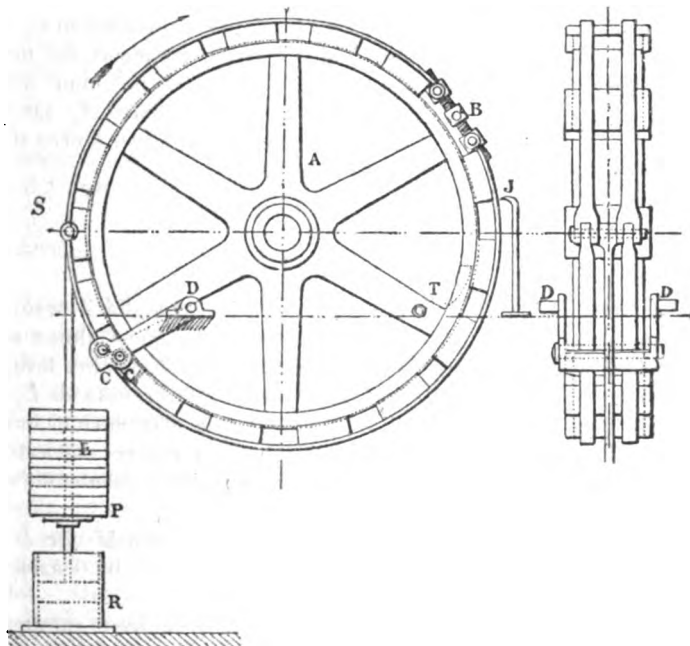



Fig. 16.

dal centro C e C_1 riuniti da due braccia laterali $C\,C_1\,D$, il cui l'estremo D

è girevole in un supporto fisso. Il bollone S, da cui discendono il peso P ed il moderatore a stantuffo R, è orizzontale dall'asse. Ad attrito troppo energico, il freno è trascinato in rotazione nel senso della freccia; ma i perni C e C_1 alzandosi, per la loro diversa distanza dal centro, allungano il nastro, scemano l'attrito e ristabiliscono l'equilibrio. Una rotazione in senso inverso stringe il freno addosso alla puleggia. Questi due fatti avvengono perchè, coll'alzarsi del braccio CD, la linea CC_1 si avvicina alla tangente, e coll'abbassarsi si avvicina al raggio.

Il freno a nastro *Emery* automatico, è rappresentato nella fig. 17. Un estremo del nastro è collegato col punto C all'estremità della leva L ove è applicato il peso W; l'altro estremo del nastro è collegato in b alla leva; la quale, al capo opposto a, è sostenuta dal dinamometro semplice a molla S, ovvero dalla leva inferiore imperniata in M. Suppongasi dapprima tolta la leva M. Il peso W tende ad abbassare la leva L ed a tendere S (mentre, come dalla figura, è provvisto un arresto per impedire un eccesso di sforzo). Quando però la puleggia del freno si fa ruotare nella direzione della freccia, il peso e la leva si sollevano fino a che la tensione è ridotta per modo che la puleggia scorra nell'interno del nastro che l'abbraccia. Detta ora: F la forza necessaria ad equilibrare il carico nella direzione cW, W il peso applicato in C, incluso quello delle parti permanenti del meccanismo, ed a, b, c le forze nei punti $a\,b\,c$ dovute all'azione della molla S, saranno le forze che agiscono sul nastro verso il basso $W + c$, e quella diretta verso l'alto b; quindi:

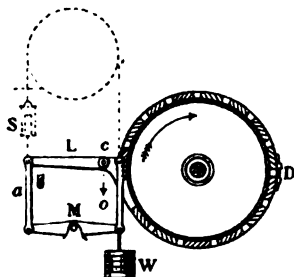



Fig. 17.

$$F = W + c - b; \quad \text{ma poichè} \quad b = a + c$$

sarà

$$F = W + c - (a + c) = W - a.$$

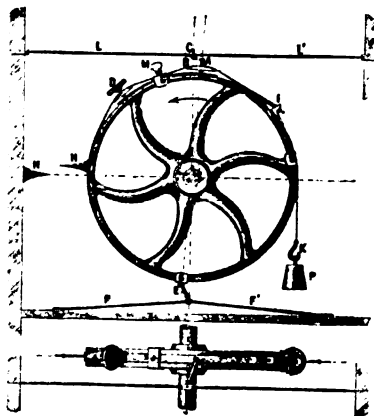
Perciò la forza richiesta ad equilibrare il carico eguaglia il peso, meno la tensione della molla. La forza rappresentata da quest'ultima può essere sottratta automaticamente coll'aggiungere sotto L un'altra leva, provveduta di fulcro centrale, e articolata con leva all'estremità di L; in tal caso si ommette la molla S. Le leve in più e le articolazioni loro, ovvero una puleggia con una corda, possono però essere collocate al di sopra di L, come alle linee punteggiate, e la molla S mantenuta o tolta secondo si desidera.

Nello inizio della esperienza al freno si registra la vite D fino a che la leva L giaccia all'incirca orizzontale; dopo di che l'azione dell'apparato si rende automatica.

Freno Brauer: sue principali disposizioni. È un freno caratterizzato da grande facilità di impiego, e semplicità di manovra. Consta il freno (fig. 18) di un nastro in ferro trattenuto sulla puleggia dei pezzi di guida G. La vite di tensione I serve a regolare il serraggio. Il pezzo G inferiore porta una articolazione E cui sono unite due corde F, F' fissate al suolo,

le quali permettono alla puleggia una oscillazione ampia di circa 10 $^c/_m$. *D* è una vite di tensione; *A* una vite simile manovrata colla manovella *CA*; queste due viti premono su un nastro di ferro, fisso alla guida superiore *G*, la quale porta un lubrificatore. Si effettua dapprima a mano la chiusura colle viti, poi si infila la manovella *C* nel foro d'una piastra trattenuta dalle corde *L L'*. Nella posizione d'equilibrio, tanto *A* quanto *C* devono essere sulla verticale della figura, quindi la *C A* deve essere parallela all'albero. Dopo ciò si lubrifica, si fa girare a mano la puleggia per assicurarsi della regolarità del montaggio, e mettesi la macchina in moto. Applicato il peso *P*, il freno prende la posizione della figura ed *F'* è teso; si serra allora *D* finchè gli indici *HH* coincidano nuovamente. Si terrà conto del numero dei giri, modificando *P* se occorre, finchè la condizione di equilibrio sia raggiunta. Da questo punto il freno si serra automaticamente colla vite *A*; infatti, se scema l'attrito, il freno tende a venire nella posizione della figura, ma la vite *A*, costretta a girare, lo stringe ulteriormente; se invece il freno è trascinato nel senso del moto, la vite *A* passa a sinistra della verticale e lo allenta. Tale disposizione però, per la difficoltà di attacco delle corde *L L'*, e l'errore che risulta dalle loro tensioni, si presta solo per piccoli lavori (non maggiori di 10 cav.) La

Fig. 18.

sezione del nastro si calcola per la tensione mass. *T*; detta *t* la minima, si ha:

$$T = t e^{2f\pi} = (T - P) e^{2f\pi} \text{ cioè } T = \frac{e^{2f\pi}}{e^{2f\pi} - 1} P = 2.15 P \text{ per } f = 0.1; \quad (4)$$

il peso *P* è anche lo sforzo periferico; per una resistenza di 5 Kg. al $^m/_m{}^2$ la sezione del nastro è $F = 0.4 P$, e per uno spessore di 2 $^m/_m$ la larghezza $b = 0.2 P$. Per l'uso di tal freno il mass. $P = 500$ Kg., quindi $b = 100$ $^m/_m$ al massimo.

Per la misura di lavori superiori ai 10 *cav.*, Brauer ha modificato la disposizione della fig. 18 sopprimendo il sistema di chiusura automatica ottenuto colle corde *L* ed *L'* e la manovella *C A*. Essa invece è ottenuta colla disposizione indicata nella fig. 19[1]. Il nastro continuo è applicato, col suo tratto superiore, all'estremo della leva *A C*, col tratto inferiore nel punto *B* di questa; il peso *P* al punto *A*. (La guida *K* porta un oliatore.) Una corda attaccata in *C* riceve il peso *M*. L'attacco di *D* con *C* è fatto mediante la molla *R* ed una taglia. Il tratto *E G* della fune di questa concorre al centro perchè sia nullo il momento della sua tensione; la sua estremità libera è tenuta a mano potendosi così regolare a distanza la chiusura del freno. Il funzionamento automatico si produce sotto l'azione simultanea della tensione generata da *M* e di quella della

molla *R*. Una disposizione analoga è indicata colla fig. 19[2] (la quale completa coi suoi accessorii quella della fig. 19[1] che riporta semplicemente la parte a funzionamento automatico). La doppia vite *A* serve per la iniziale tensione del nastro; le limitate tensioni necessarie a regolarizzare il funzionamento durante l'esperienza si ottengono colla vite *B*. La leva *C*, sotto l'azione simultanea della corda *E* e della molla *F*, serve a rimuovere quanto può produrre lo squilibrio nell'azione del freno. Se il momento d'attrito eccede, l'estremità a sinistra della leva, in un col tratto di nastro superiore e col peso *P*, si sollèva, mentre l'estremità a destra è trattenuta dalla corda *E*; si produce allora, nell'altro estremo del nastro, un moto in senso contrario, reso possibile dall'allungarsi della molla *F*.

La puleggia del freno Brauer è in ghisa; il nastro assai spesso in rame. Talvolta si usano puleggie a una o più gole, adoperando quelle

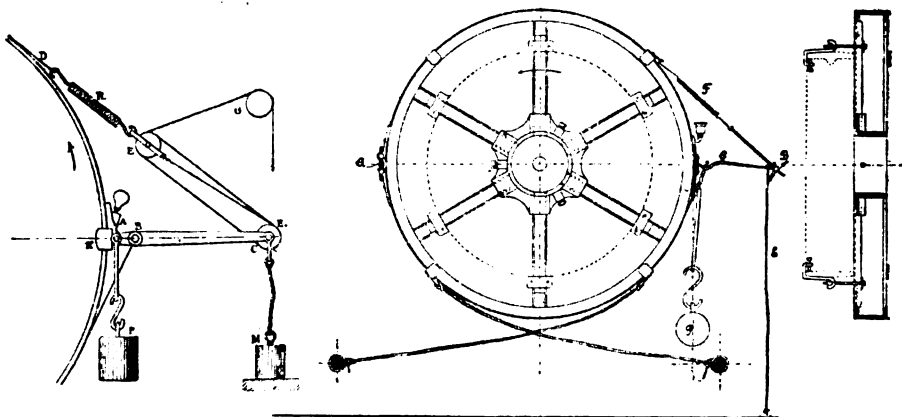



Fig. 19[1 · 2].

stesse che servono alle trasmissioni. Allora il nastro semplice è sostituito da una o più corde metalliche, o, preferibilmente, da un fascio di fili per ogni gola, di diametro proporzionato allo sforzo tangenziale.

Stante l'importanza di questo apparato crediamo opportuno esaminare più davvicino le condizioni di funzionamento, per il che ci riferiamo alla fig. 20 che riproduce schematicamente, con altre notazioni, la fig. 19[2] Le estremità *a* e *b* del nastro sono fissate alla leva *a t c*.

Sulla leva medesima, nel punto *c*, agisce la molla *F*, la cui altra estremità è applicata allo sporto *H* fissato sulla parte superiore del nastro. La tensione del nastro, per opera della molla *F*, viene effettuata coll'intermedio della molla medesima a mezzo di un piccolo volano *M* che può essere manovrato a mano.

Una vite di fissazione *S*, filettata ai due capi, con spira destrorsa e sinistrorsa, serve per dare al nastro la conveniente tensione e disporre nello stesso tempo la leva *a t c* nella sua giusta posizione.

L'attrito del nastro sulla corona della puleggia frenata viene equilibrato mediante il peso *P*, fissato mediante corda all'estremità libera *a* dove il tratto superiore del nastro si unisce alla leva.

Allo scopo di ottenere la registrazione automatica del freno, la corda E (come vedemmo) viene fissata alla leva $a\,t\,c$ nel punto e, mentre l'altra estremità di detta corda è mantenuta immobile, per essere legata ad un punto fisso, ad esempio sul suolo.

Nella giacitura normale del nastro del freno, questa corda è allentata, cioè la sua tensione $Q = o$, e dessa entra in azione soltanto quando il nastro venga trascinato nel senso di rotazione della puleggia, che deve essere quale è indicato dalla freccia. Se ciò si verifica, la corda E viene posta in tensione, esercitando perciò un effetto che è, pel suo senso, contrario a quello prodotto dalla molla; con che si diminuisce la pressione esercitata dal nastro sulla corona e l'intensità della forza di attrito.

Noi supporremo, per ragione di semplicità, che lo spostamento della

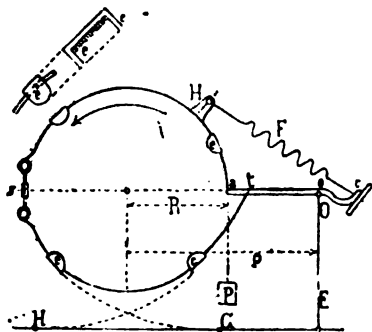



Fig. 20.

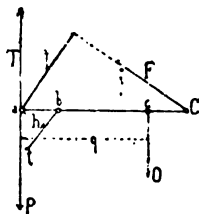



Fig. 21.

leva non sia considerevole, affine di poter determinare quale influsso esso abbia sulla grandezza delle tensioni del nastro t e della molla F.

Se noi chiamiamo colle lettere h, q, l, i bracci di leva delle forze t, Q, ed F, considerando le condizioni di equilibrio della leva $a\,c$ (fig. 21) si ha

$$t\,h + Q\,q = F\,l. \qquad (5)$$

Il momento dell'attrito Mf del nastro sulla corona è:

$$Mf = (T - t)\,R = t\,(k - 1)\,R, \qquad (6)$$

essendo k il rapporto fra le tensioni del nastro sul tratto conduttore e condotto.

Finalmente il momento degli sforzi che servono ad equilibrare l'attrito sarà:

$$Mg = PR + Q\varrho, \qquad (7)$$

dove ϱ indica la distanza della tensione Q dal centro del disco. Il peso proprio della leva può essere, per ragione di semplicità, trascurato.

Se si eguagliano fra loro i momenti Mf ed Mg, si ha:

$$t\,(k - 1)\,R = PR + Q\varrho. \qquad (8)$$

Pongasi ora in questa il valore di t, desunto dall'equazione (5). Si ottiene:

$$F\frac{l}{h}\,(k - 1)\,R - Q\,\frac{q}{h}\,(k - 1)\,R = PR + Q\varrho,$$

che si può scrivere in quest'altra forma:

$$F\frac{l}{h}(k-1)R - PR + Q\varrho\left(1 + (k-1)\frac{R}{\varrho}\frac{q}{h}\right). \qquad (9)$$

Dappoichè, nel periodo normale di azione del freno, la corda E non è in tensione, così può porsi senz'altro $Q = o$. Se poi, nel caso in cui $Q = o$, indichiamo con k_0 il valore assunto da k, da quest'ultima relazione si ottiene la seguente:

$$F\frac{l}{h}(k_0 - 1)R = RP. \qquad (9^1)$$

Sottragansi ora la eguaglianza (9¹) da (9) e dividasi la differenza per (9¹); si otterrà:

$$\frac{k-k_0}{k_0-1} = \frac{Q\varrho}{RP}\left(1 + (k-1)\frac{R}{\varrho}\frac{q}{h}\right). \qquad (10)$$

Se ora introduciamo nella relazione (10) il valore di $Q\varrho$ desunto dalla (7), si ottiene:

$$Mg = PR\left(1 + \frac{k-k_0}{k_0-1}\cdot\frac{1}{1+(k-1)\frac{q}{h}\frac{R}{\varrho}}\right). \qquad (11)$$

L'equazione (10) mostra che quando k è minore di k_0, anche Q deve essere minore di o. Il valore di Q non può diventare naturalmente più piccolo di zero: e ne segue che in tal caso non può ottenersi alcuna regolarizzazione automatica del freno, il che del resto può facilmente riconoscersi dalla disposizione stessa del freno.

L'equazione (11) mostra che, colla variazione di k, e corrispondentemente della tensione e dell'attrito, anche la grandezza Mg è soggetta a variare. Una simile variazione di Mg non è, sotto normali circostanze, ammissibile, in quanto, se il momento motore Md varia di poco o in nessuna maniera, l'eguaglianza fra Md e Mg non può essere raggiunta.

Non è però difficile di riconoscere che, per opportuni valori dei bracci della leva, la variazione di Mg, col freno descritto, può essere resa assai piccola. In questa possibilità giace tutto il beneficio dei freni Brauer come freni a registrazione automatica, rispetto ai freni comuni a nastro semplice.

Come esempio abbiasi:

$k_0 = 2.57$ per f_0 (coeff. d'attrito) $= 0.15$

$k = 3.5$ „ f („ „) $= 0.20$

$$\frac{R}{\varrho} = \frac{8}{10};\ \frac{q}{h} = \frac{100}{8}.$$

L'equazione (11) dà allora:

$$Mg = PR(1 + 0.023)$$

$$\frac{Q}{P} = 0.023\frac{R}{\varrho} = 0.018.$$

È di qui manifesto, che per considerevoli variazioni del coefficiente di attrito, da $f_0 = 0.12$ ad $f = 0.2$, il momento Mg varia soltanto del 2 %

del suo valore medio, e la tensione Q della corda, che per $f_0 = 0.15$ era eguale a O, per $f = 0.2$ diventa qualcosa meno del 2 % della corrispondente grandezza di P.

In base a tali risultati Brauer afferma non essere necessario misurare la tensione Q della corda; egli perciò la trascura interamente nelle esperienze al freno. Per contro, Kennedy crede opportuno misurarla con un dinamometro a molla.

Se il momento motore Mg, durante le esperienze, è soggetto a variare di molto, tanto nel freno Brauer come negli altri a nastro, devesi variare in corrispondenza P, epperciò è conveniente di sostituire questo peso con una molla a dinamometro o con bilancia a molla.

9. *Freno dinamotermometrico di Webb. Impiego delle macchine dinamo-elettriche per misurare il lavoro.* — Su principio diverso dal freno di Prony è fondato il freno di Webb che qui brevemente ricordiamo. L'apparecchio riesce nel funzionamento analogo a quello usato da Joule per la determinazione dell'equivalente meccanico del calore. È costituito da una cassa cilindrica in ghisa, chiusa e piena d'acqua, sul cui asse gira un albero provvisto di palette; una puleggia esterna montata sull'albero riceve moto dalla macchina di cui si vuole coll'apparecchio assorbire il lavoro per misurarlo. Tale misura si effettua in base al calore da esso sviluppato nell'acqua. Si regola la resistenza dell'acqua al moto delle palette fino alla velocità normale della macchina, inclinando le medesime più o meno, mediante apposito meccanismo a manovra esterna. L'acqua, che entra fredda nel recipiente per un tubo, ne esce calda; si regola il consumo d'acqua Q in litri al 1'' per modo che la differenza di temperatura all'entrata (t_1) e all'uscita (t_2) sia di circa 10°. Il lavoro in cav. si ha colla $5.6\,Q\,(t_2 - t_1)$.

Come si può misurare un lavoro meccanico, trasformandolo in calore, così è stato proposto di farne la misura col trasformarlo in energia elettrica, cioè col mezzo di una dinamo, come apparato che si presta facilmente ad assorbire un lavoro ed a permetterne la misura. Basterà evidentemente, volendosi misurare il lavoro d'un motore, accoppiare a questo direttamente una dinamo di proporzioni convenienti e chiudere il circuito elettrico di questa su un'opportuna resistenza. Il lavoro trasmesso dal motore alla dinamo si presenta in definitiva costituito di due parti, una che varia nella misura dell'86 al 90 %, e si presenta in forma di energia elettrica, l'altra che resta nella dinamo in forma di energia termica e che costituisce la perdita inerente alla trasformazione. La prima parte di energia è misurabile con grande esattezza, la seconda può del pari misurarsi, ma meno esattamente: ma poichè essa risponde a piccola frazione del lavoro totale, l'errore non ha sul risultato grande influenza. Tale concetto è perciò semplice, e presenta il vantaggio di permettere la misura dei piccoli lavori con sufficiente esattezza.

Tuttavia nelle applicazioni sperimentali fatte di tal principio all'istituto elettrico di Liegi si incontrarono gravi difficoltà. Le quali dipendevano dal fatto che, mentre si ritiene costante il rendimento di una dinamo, in realtà tale costanza non è assoluta se le dinamo, specie le piccole, sono usate come apparati di misura. Gli attriti ponno infatti passare dal sem-

plice al doppio col crescere della temperatura, col variare dello stato di lubrificazione, o della pressione delle spazzole sul collettore, o del loro logoramento. Non è possibile dare una misura di questi fenomeni, e per poter impiegare la dinamo allo scopo voluto bisognerebbe eliminarli; però in tal senso poco si è fatto sin qui. In ogni caso, volendosi ricorrere a tal metodo, i caratteri che la dinamo a freno deve possedere sono: la possibilità di funzionare sotto ampie variazioni di carico con limitatissime variazioni di temperatura, ed una riduzione grandissima degli attriti meccanici.

10. Osservazioni generali sulle esperienze al freno. — L'esperienza al freno non offre grande difficoltà ed i suoi risultati sono inoltre immediati; essa è molto agevole nelle macchine di nuova costruzione o di nuovo impianto. Però, nel caso di esperienze su macchine che animano opifici in azione, il principio su cui riposano i freni, che è quello della completa sostituzione del lavoro, obbliga all'arresto dell'opificio durante la prova, e richiede particolari avvertenze. Ogni singola esperienza deve essere almeno abbastanza prolungata perchè la prova non sia influenzata dall'inerzia delle masse in moto; occorre ancora fare in modo, con uno studio preventivo che preceda l'applicazione del freno, che il motore si trovi esattamente nelle medesime condizioni per cui ha luogo il suo lavoro industriale; o, se in queste il lavoro è molto variabile, sia posto nelle condizioni medie, dedotte da osservazioni prolungate. L'esperienza dovrà essere particolarmente lunga se in essa si richiede di determinare la quantità di combustibile consumata da un motore a vapore. Allorchè il freno non può collocarsi sull'albero stesso della motrice, ma su un albero di trasmissione, occorre calcolare il lavoro d'attrito fra la macchina ed il freno, aggiungendolo al valore che quest'ultimo fornisce. Quando il freno è collocato ad una certa distanza dal motore la chiusura delle viti di serraggio deve essere fatta con grande uniformità e dolcezza, specie se la trasmissione del lavoro dal motore al freno è fatta mediante ingranaggi.

§ 3.

Dinamometri di trasmissione semplici.

11. Classificazione dei dinamometri di trasmissione semplici. — Al n.° 2 abbiamo specificato in via generica le condizioni di applicazione e di uso per questi apparecchi. Nella loro serie abbastanza numerosa scegliamo i tipi principali, che classifichiamo in 3 categorie, come appresso:

1.° Dinamometri semplici con trasmiss. interna ad ingranaggi.
2.° " " " " a cigne.
3.° " " con altre disposizioni di trasmissione interna.

Dobbiamo però al riguardo di questa classificazione e delle successive fare una osservazione; e gli è che i dinamometri semplici possono essere (almeno nella maggior parte, come meglio si vedrà in appresso

allo studio dei dinamometri registratori e totalizzatori) provveduti di un apparato il quale permetta di desumere il lavoro totale compiuto in un tempo più o meno lungo, mediante calcolazione di diagrammi o con semplice lettura su quadrante graduato.

1.° *Dinamometri con trasmissione interna ad ingranaggi. La bilancia dinamometrica di Hachette* è uno dei più antichi dinamometri (fig. 22). Componesi di due eguali ruote dentate R, R'' a perni orizzontali, conassiche alle puleggie S' ed S'' pure eguali fra loro, di cui una riceve moto con cigna dalla trasmissione motrice, l'altra lo dà all'operatrice od al gruppo delle operatrici. La ruota dentata R, intermedia, ingrana ad un tempo con R' ed R''; il suo asse è mobile in direzione verticale ed è unito all'estremo di una leva da bilancia $i\,h\,g$. Gli sforzi periferici P' e P'' sono fra loro diversi a cagione delle resistenze d'attrito; però la loro risultante $Q = P' + P'$ è direttamente misurata dalla bilancia. Se si trascurano gli attriti ritenendo $P' = P'$, per un dato numero n di giri com-

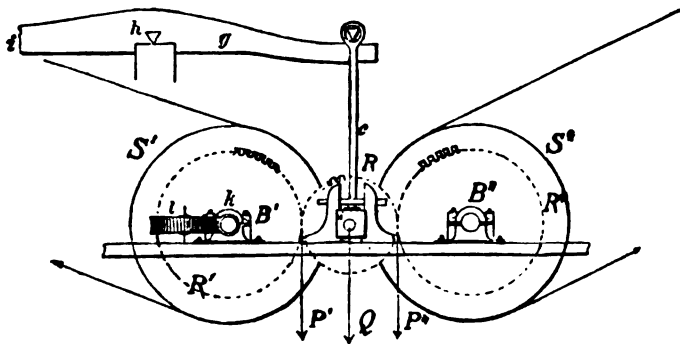



Fig. 22.

piuti dalle ruote R' ed R', sarà il lavoro in Kgm. $\pi/_{30}\, r_1 \,.\, n\, Q/_2$ (r_1 raggio di R' ed R').

Volendosi però tener conto degli attriti e così misurare quello sforzo P alla periferia degli ingranaggi che, alla velocità v periferica di questi, sarebbe trasmesso, quando non esistessero le resistenze interne del dinamometro, sarà

$$P'' = P'\left(1 - m - f\frac{\varrho}{r}\right)$$

essendo $m = f'\pi\left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z_1}\right)$; dove z, z_1 danno il numero dei denti di R ed R' ($= R''$), e r e ϱ sono i raggi di R e del perno relativo, quindi

$$P''(2 - m) = Q\left(1 - m - f\frac{\varrho}{r}\right) \text{ ed app.}^e\; P'' = Q/_2\left(1 - m/_2 - f\frac{\varrho}{r}\right)$$

perciò

$$P = P'(1 - m) = Q/_2\left(1 - \frac{3}{2}m - f\frac{\varrho}{r}\right) \tag{12}$$

ed il lavoro in cavalli

$$N = \frac{2\pi r_1 n}{60.75}\,.\,Q/_2\left(1 - \frac{3}{2}m - f\frac{\varrho}{r}\right). \tag{13}$$

Il dinamometro White o differenziale (fig. 23) è una trasformazione del precedente, cui, mediante la applicazione di un ruotismo differenziale, si è data una forma più comoda all'uso pratico. Sull'albero BB sono le puleggie S^1 (fissa) S^2 (folle), S_1' ed S_1^2 (folli). La ruota conica R^1 è con S^1 fissa all'albero, la R^2 è rigidamente unita ad S^2 sullo stesso mozzo, ma l'insieme è folle su BB. CD è una leva liberamente girevole sull'asse BB, portante folli le ruote coniche R, R. Il contrappeso C equilibra la leva. All'estremo di questa è applicato direttamente (o con bilancia) il peso Q_0 che può farsi scorrere lungo di essa. S^1 è la puleggia motrice del dinamometro; il senso di moto avviene come alle freccie; il peso Q_0 si sposta finchè, nelle condizioni ordinarie di lavoro costante, la leva sia in equilibrio orizzontale. Se si suppone di sopprimere la ruota R prossima a C, l'effetto del dinamometro è identico a quello di Hachette.

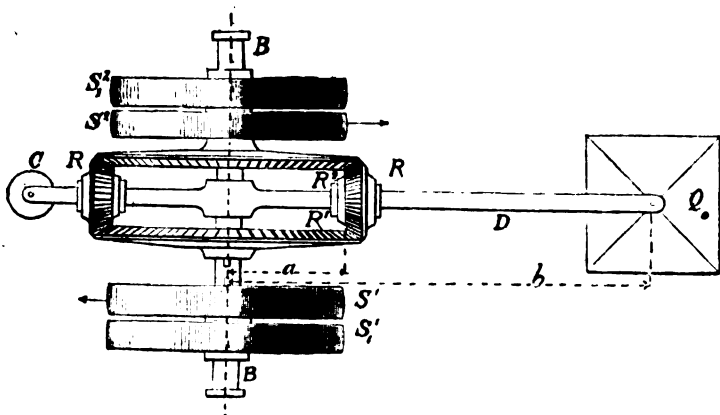



Fig. 23.

Coll'impiego del meccanismo differenziale si potranno ancora usare le formule (12) e (13), purchè a Q si sostituisca il valore Q_0 ridotto però al braccio di leva a, cioè $\frac{Q_0 \cdot b}{a}$.

Il dinamometro di Hartig, con trasmissione interna ad ingranaggi cilindrici, fa pure uso di un sistema differenziale. Questo strumento è di frequente applicazione e venne anche classificato fra i migliori dinamometri. Fig. 24: su due alberi orizzontali A B sono le puleggie C_1 e D_1 folli, C_2 e D_2 fisse; il sistema componente il dinamometro è interposto nella trasmissione per modo che C_2 riceve moto da essa, e D_2 dà il movimento alla operatrice. Fisse su A e B sono le ruote dentate a, d; folle su B è l'anello b, dentato esternamente e internamente; colla dentatura interna b e colla ruota d ingranano ad un tempo due rocchetti c, c, girevoli sui proprii perni m, m, i quali sono tenuti dalle braccia diametrali di un mozzo folle g. I raggi di c e d sono eguali. Il rapporto fra il raggio della corona esterna di b ed il raggio di a, come pure il rapporto fra il raggio della corona interna di b e quello di d, è eguale a $^1/_2$. Perciò, supposto il sistema in moto causa la trasmissione, se il mozzo g

fosse fermo, le velocità angolari di A e B sarebbero eguali, e precisamente tre volte maggiori di quella della corona $b\,b$.

Questo premesso, detti P gli sforzi periferici alla corona di d (astrazione fatta per ora dagli attriti) nei due punti diametrali di ingranamento (eguali agli sforzi periferici nell'interna dentatura di $b\,b$) i perni $m\,m$, intorno a cui le ruote $c\,c$ sono girevoli, sopportano una pressione $Q = 2\,P$, diretta per ciascuno in senso contrario. Si ha perciò un momento che provoca la rotazione del braccio $m\,m$ e del mozzo g, il cui valore è $2 \,.\, P \,.\, r = 2\, r\, Q$, se r è il raggio delle ruote c, c, d. Questo momento viene equilibrato col momento della tensione d'una molla $h_1\, h_2$, le cui deformazioni dànno quindi la misura di Q. Perciò, fissa al mozzo g, è la ruota dentata f che ingrana coll'asta dentata verticale k, la quale esercita trazione sovra la molla $h_1\, h_2$ che ci dà in tal modo, riportata alla periferia di f, la misura dello sforzo.

Fig. 24.

Se T è lo sforzo accusato dalla molla (ne è conosciuta la deformazione per unità di forza) ed r_1 il raggio di f, sarà

$$Q = T \,.\, \frac{r'}{2r}, \qquad P = {}^1\!/_2\, Q = \frac{1}{4}\, T \frac{r'}{r}\,;$$

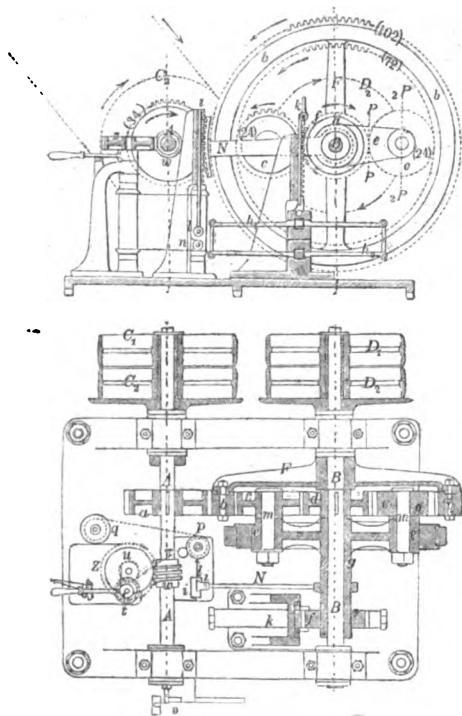
e se v è la velocità periferica di d, od n il numero dei giri di B, il lavoro in Kgm. è

$$L = P \,.\, v = \frac{1}{4}\, T \,.\, \frac{r'}{r} \,.\, \frac{n}{60} \,.\, 2\pi r = \frac{\pi}{120}\, n\, T \,.\, r'. \qquad (14)$$

T in kg., r' in metri.

Le resistenze interne d'attrito del dinamometro esercitano su P una considerevole influenza per scemare la sensibilità dell'apparecchio; talchè il valore di P, cioè il lavoro assorbito dall'operatrice (L_1), è in realtà minore del lavoro misurato. Sarà quindi $L_1 = \alpha L$; coi dati di Hartig $\alpha = 0.893$.

Considerazioni di indole teorica porterebbero al valore

$$L_1 = \alpha L, \qquad \alpha = 1 - {}^6\!/_7\, m - f(\varrho/r - \varrho^1/r) \qquad (15)$$

ove $m = {}^2/_3\, \pi f$ (z = numero dei denti di c e d; Hartig fa $z = 24$; f coefficiente di attrito fra i denti, ϱ raggio dei perni m, ϱ' raggio dell'albero B). Il valore di α dipende quindi dalle variazioni di f.

La descrizione della fig. 24, che comprende un apparecchio registratore talvolta ommesso (il che dimostra la possibilità di trasformare i dinamometri semplici in dinamometri totalizzatori), verrà completata nel seguente paragrafo.

2.° *Dinamometri con trasmissione interna a cigna.* I dinamometri a cigna si distinguono dai precedenti per una maggiore semplicità di costruzione e di applicazione. Si tratta con essi di misurare, sopra una cigna, il valore delle tensioni nei tratti conduttore e condotto, per cui ad una data velocità si trasmette un determinato sforzo periferico. La misura è ottenuta con pesi o molle. Fra i vari tipi (Farcot, Thomson, ecc.) scegliamo due dei più semplici, rappresentati nelle fig. $25^{1 \cdot 2}$.

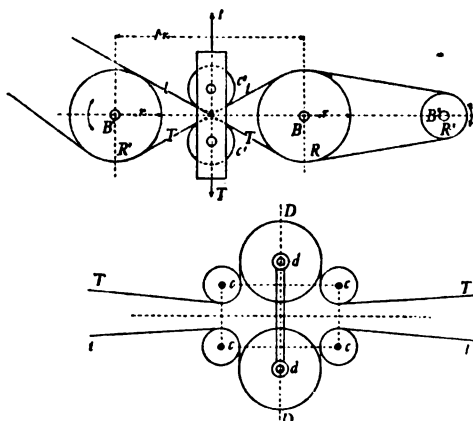



Fig. $25^{1 \cdot 2}$.

Dinamometro Thomson (fig. 25^1). L'albero orizzontale B riceve moto dalla trasmissione colla puleggia R^1, l'albero B^2 colla R^2 lo restituisce alla operatrice. Fra i due alberi è folle, sul proprio asse B, la puleggia R^1, di egual raggio che R^1, e distante da questa 4 r in piano orizzontale. Una cigna incrociata che colleghi R^1 ed R si incontrerebbe sotto un angolo di 60°; alla cigna effettiva, che è diritta, si dà la stessa inclinazione mediante i rulli di guida c^1 e c^2 i cui perni riposano sopra un telaio unito all'estremo di una leva da bilancia od alla molla d'un dinamometro semplice. Nel senso di rotazione della figura, T è la tensione massima, t la minima; lo sforzo periferico è $T - t$; esso viene direttamente fornito dalla bilancia o dinamometro, perchè le risultanti delle tensioni nella direzione dei perni $c^1\, c^2$ sono eguali alle tensioni stesse, e la bilancia ne misura senz'altro la differenza. È noto infatti che

$$T = 2\, T \cos 60^\circ, \quad t = 2\, t \cos 60^\circ.$$

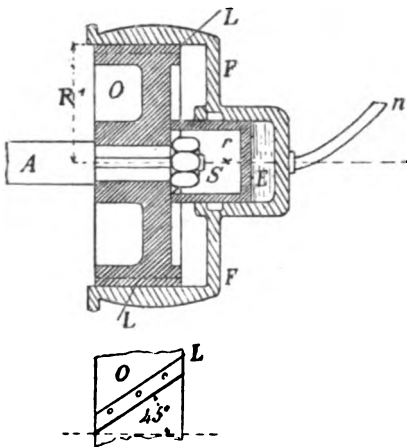
Il *dinamometro* della fig. 25^2 è un'altra applicazione del principio su cui riposa il precedente. Il lavoro si misura colle tensioni della cigna che serve alla trasmissione diretta fra la motrice e l'operatrice. Su due telai è montato il sistema costituito dalla fig. 25^2, composto di quattro puleggie c a perni girevoli in supporti fissi, e di due puleggie $d\,d$ i cui perni, rigidamente uniti, possono scorrere in opportuna guida sulla direzione $D\,D$. La cigna è così guidata che essa si avvolge in senso opposto sulla mezza periferia precisa di d, d. I perni delle puleggie d, d saranno spinti nel senso $D\,D$, da una forza $2\,(T - t) = 2\,P$, P essendo lo sforzo

periferico. La forza si misura con una molla o con bilancia. Noto il numero dei giri o la velocità, si ha il lavoro.

3.° *Dinamometri con altre disposizioni di trasmissione interna.* È veramente grande il numero dei dinamometri semplici fondato sull'uso di trasmissioni interne a leva, a vite, ecc., e si possono fra questi citare gli apparecchi Fischinger, Hefner-Altenek, Fritsche, Deny, Nielsen, Megy, ecc., di cui sarebbe troppo lungo l'occuparsi in dettaglio e neppure pratico, essendo troppo recenti i criterii sperimentali sulla loro attitudine a soddisfare lo scopo voluto. La molteplicità dei tipi che si succedono ogni giorno non constituisce a vero dire una presunzione loro favorevole.

Ci limitiamo ad accennare i due apparecchi Hefner e Fischinger, nei quali lo sforzo viene misurato sul dinamometro in senso parallelo all'asse dell'albero. Sono queste disposizioni semplici, adatte anche per esperienze su macchine operatrici molto veloci.

Fig. 26.

Dinamometro idraulico Hefner-Altenek: fig. 26. L'albero del dinamometro A riceve molto dalla trasmissione, e lo restituisce all'operatrice colla puleggia dinamometrica disegnata nella figura; talvolta si può fare a meno d'un albero speciale, montando la puleggia dinamometrica sulla macchina operatrice in sostituzione della puleggia ordinaria. La corona della puleggia FF, infilata sul mozzo O fisso all'albero, porta sul proprio asse un cilindro che può scorrere sullo stantuffo S unito ad O. La puleggia è così disposta che lo sforzo tangenziale sia equilibrato in ogni istante dalla reazione d'un liquido E (glicerina od acqua), misurata mediante un manometro a mercurio o metallico, col tubo n. A tale scopo, le chiavette L che sulla corona di O servono ad unirvi FF, sono oblique rispetto all'asse dell'albero (obliquità di 45°). Per una rotazione della corona nel senso opportuno, essa si sposta in senso assiale come se fosse la madrevite di una vite avente il filetto a 45°; lo spostamento ha luogo finchè il liquido comprimendosi eserciti una reazione che equilibri lo sforzo assiale. Detta R la distanza a cui agisce lo sforzo periferico trasmesso allo stantuffo, p la pressione unitaria del liquido in E, n il numero dei giri al 1, r il raggio dello stantuffo, il lavoro in cav. è

$$N = \frac{2\pi R n}{60.75} \cdot \pi r^2 p. \tag{16}$$

Il valore di R si determina con precisione per esperienza. Tracciata prima sulla corona di O una parallela all'asse A, si mette a posto la puleggia F. Fatto girare O d'un dato angolo, la corona si sposterà. Se a

è lo spostamento assiale, b la lunghezza dell'arco percorso di raggio R_1 sarà $R = {}^a/_b . R_1$.

Dinamometro Fischinger: dà la misura dello sforzo lungo l'asse mediante combinazione di organi meccanici a leva (fig. 27). Il dinamometro consta di due puleggie $c\ c^1$, l'una unita con cigna alla trasmissione, l'altra all'operatrice. Il sistema delle due puleggie è così riunito che, nella trasmissione del lavoro, la forza sviluppantesi si fa anche agire nella direzione dell'asse delle puleggie lungo un stelo b, sul quale è equilibrata da un peso u. Perchè si effettui la trasmissione da c a c^1, il pezzo $n\,v$ (incastrato coi suoi estremi nelle camere n_1, v_1 appartenenti alla corona delle puleggie c, c_1) sarà costretto a ruotare intorno all'asse i, montato sul sopporto d. Coll'asse i ruota il braccio $g\,g$, e quindi la doppia leva ff_1

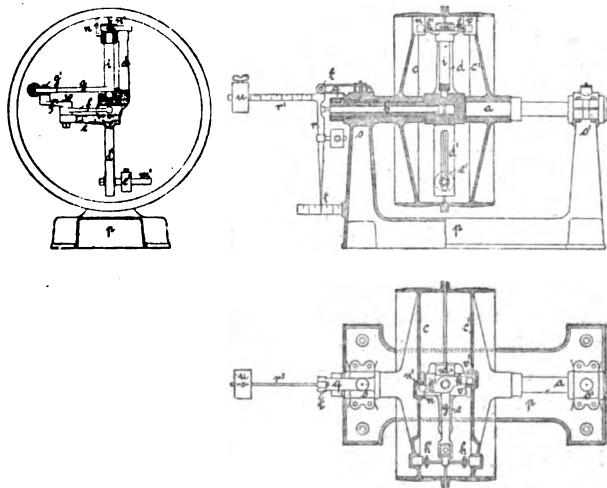



Fig. 27.

imperniata nel sopporto k. La estremità di f, conassica all'albero a, spinge avanti, nella leggera rotazione che subisce al momento in cui il moto si trasmette, l'albero interno b, finchè il peso che agisce sulla sua estremità, per un dato numero di giri, equibra tale sforzo. Si potrà così facilmente calcolare il lavoro. Le resistenze interne di questo dinamometro sono limitate, essendo in gioco il lavoro d'attrito di perni aventi piccolo diametro.

§ 4.

Dinamometri registratori, totalizzatori ed integratori o dinamografi.

12. Dinamografi in genere. — I dinamografi studiati nel precedente paragrafo, coi quali viene effettuata in modo diretto la misura della forza, e separatamente deve farsi (con contagiri, orologi) la misura della velocità, forniscono la indicazione del lavoro in un dato momento; e perchè

il risultato ottenuto rappresenti il lavoro medio, necessita che il lavoro della macchina sia costante, o che si faccia la media di esperienze succedentisi a regolari periodi di tempo. La condizione richiesta della costanza del lavoro non essendo che raramente soddisfatta, dall'altra parte esigendosi che le esperienze sieno facili e lunghe, conviene l'uso di apparecchi registratori totalizzatori applicati ai dinamometri, i quali ci forniscano il lavoro totale sviluppato in un dato periodo di tempo, o con diagramma (come alla fig. 1), o mediante una semplice lettura.

Benchè una classificazione esatta dei dinamografi sia difficile a stabilire, esistendo nei vari apparecchi punti di somiglianza che potrebbero fare ascrivere uno stesso tipo a categorie diverse, ci sembra tuttavia di potere, nel modo più proprio per la pratica, suddividerli, avendo riguardo al modo di applicazione dell'apparecchio totalizzatore, come appresso:

1.° Dinamometri semplici cui è applicato un meccanismo totalizzatore fornente il diagramma della fig. 1, però non necessariamente connesso col funzionamento del dinamometro, in modo che l'apparecchio possa essere usato come si fa dei tipi precedenti.

2.° Dinamografi nei quali il meccanismo totalizzatore, atto a fornire come nei precedenti un diagramma, fa parte integrale dell'apparecchio.

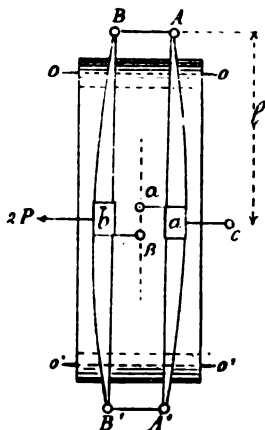
3.° Dinamografi che forniscono la misura del lavoro totale, non con un diagramma, ma colla semplice lettura del numero dei giri, che possono perciò denominarsi dinamografi integratori.

4.° Dinamografi i quali comprendono ad un tempo un meccanismo per il tracciamento del diagramma del lavoro, e per l'integrazione del lavoro stesso.

Fig. 28.

13. *Dinamometri del 1.° gruppo o dinamometri semplici di trasmissione, con apparato totalizzatore.* — A questo gruppo può farsi appartenere la maggior parte dei dinamometri studiati al precedente paragrafo, quando siasi loro applicata, per ottenere la misura della forza un meccanismo a molle di flessione, inteso a formare un *sistema registratore totalizzatore*, come ne è esempio la fig. 28.

Le molle d'acciaio AA, BB' articolate alle estremità colle aste AB ed $A'B'$ sono abbracciate nel punto di mezzo dalle staffe a e b; e con queste una delle molle (AA') è unita al punto fisso, C, l'altra (BB') è soggetta all'azione dello sforzo da misurare $2P$.

La molla, foggiata a solido di eguale resistenza, di larghezza costante b, e con spessore al mozzo h, dà luogo, sotto l'azione di $2P$, ad una saetta (le saette sono proporzionali agli sforzi) $x = \frac{8Pl^2}{Ebh^3}$ (E modulo di elasticità): saetta che del resto viene sulle molle determinata sperimentalmente (tara della molla). Lo spostamento è seguito dalla punta β, la quale si

sposta in direzione normale alla linea $\alpha\beta$. Se ad α e β sono unite due matite, e se sotto di esse scorre, guidato dei rulli *o o* ed *o' o'*, un foglio di carta, la linea $\alpha\beta$ rappresenterà gli sforzi nulli, e la linea tracciata da β darà, colle sue ordinate successive rispetto ad $\alpha\beta$, il valore dello sforzo di trazione sulla molla. Se la carta viene mossa, mediante apposito sistema di trasmissione che riunisce gli assi dei rulli agli alberi del dinamometro, con velocità proporzionale quindi a quella dello sforzo che si misura, si avrà sulla linea $\alpha\beta$ (linea delle ascisse) la misura diretta degli spazii percorsi. La carta può anche farsi muovere con un meccanismo di orologeria; in tal caso ha moto uniforme, ed un contagiri servirà a controllare la uniformità del movimento della macchina.

Naturalmente la fig. 28 dà solo un esempio delle applicazioni possibili, potendosi come a fig. 29, alle molle a balestra, sostituire una molla spirale *S*, cui è unita la punta tracciante *a*, mentre la punta che segna la linea dello zero (*b*) è unita ad un punto fisso del meccanismo. La figura

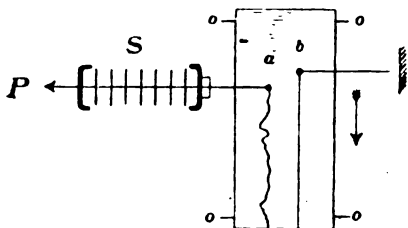
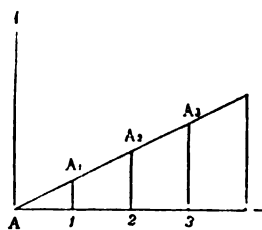



Fig. 29. Fig. 30

rappresenta la punta *a* spostata rispetto alla linea della *b* sotto l'azione della forza, ed il meccanismo in funzione per tracciare il diagramma.

Qualunque sia il tipo di molla impiegato occorre assicurarsi che nella stessa le flessioni siano proporzionali agli sforzi, condizione che, almeno entro certi limiti di variazione degli sforzi, è ordinariamente soddisfatta. Una prova diretta sulle molle, assoggettandole all'azione di pesi, che comprendano le variazioni massime dello sforzo trasmesso, e misurando su ognuna la flessione, permetterà di tracciare un diagramma come a fig. 30. La linea *A B* deve essere, se la proporzionalità esiste, una linea retta, che definisce la tara della molla, e cioè la proporzionalità fra sforzi e flessioni è data coi rapporti costanti

$$\frac{A_1 1}{A 1} = \frac{A_2 2}{A 2} = \frac{A_3 3}{A 3} \ldots$$

tra gli sforzi sulle molle e le flessioni di queste.

Il principio di questi apparecchi, applicato ai dinamometri semplici, dà luogo senz'altro ai dinamografi del 2.° gruppo. Nel dinamometro Hartig (fig. 24), il nastro di carta *u n p q* è messo in moto da rulli (rappresentati colle stesse lettere) mediante un meccanismo a vite perpetua ed ingranaggi (*w z*) che prende movimento dall' albero *A*, e quindi si muove con velocità proporzionale alla velocità di questo. La punta fissa che traccia la linea dello sforzo nullo è *n s*; la punta mobile *l* è messa in

moto coll'asta dentata *i* e colla leva a settore dentato *N*, fissata al mozzo *g*, in modo che i suoi spostamenti sieno 4 volte gli spostamenti della molla h_1. Si ottiene così di rendere sensibile la deformazione sulla carta anche per piccole deformazioni della molla. L'area del diagramma darà, in un dato tempo, il lavoro totale, quando sia moltiplicata per un coefficiente costante che esprima la proporzionalità agli sforzi dello spostamento di *l*, e degli spazii percorsi dalla carta colla velocità alla periferia di *d*.

Il sistema, nella sua forma più semplice dato dalla fig. 28, può essere applicato ai dinamometri a cigna delle fig. 25[1·2], quando il supporto mobile, $c\,c_1$ e $d\,d$ sia unito alla molla mobile $B\,B_1$; può essere applicato al dinamometro Fischinger, sostituendo all'azione del contrappeso quella di una molla e imprimendo moto, mediante trasmissione, ai rulli di scorrimento della carta sotto di essa. L'unica difficoltà, assai facile del resto a superare, sta nello studiare il miglior modo per imprimere il moto di rotazione ai rulli, a partire da un albero del dinamometro.

Apparati simili possono essere applicati agli altri dinamometri a cigna, ed anche, come si vedrà, ai dinamometri a bilancia.

Svolto così il principio generale, su cui riposa l'azione dell'apparato totalizzatore, e la sua applicazione ai tipi in uso, descriviamo ora, anche per dare un esempio della varietà di costruzione, il dinamometro *Banki*, costrutto dalla ditta Ganz e C. (1887) il quale risolve in un modo assai ingegnoso le difficoltà relative ai dinamometri e dinamografi di vario tipo, funzionando come una specie di bilancia di precisione con una grande sensibilità ed esattezza. Con esso sono minime e trascurabili le resistenze interne, che negli apparecchi comuni dipendono dall' intensità della forza trasmessa e dalle resistenze di attrito; le quali causano inoltre mancanza di sensibilità, per essere gli sforzi trasmessi, alla molla, col mezzo di leve che non oscillano su punti fissi o coltelli, ma su alberi di un certo diametro. *Il dinamometro Banki* è rappresentato dalla fig. 31.

Allo zoccolo *B* centrale sono unite, da una parte e dall' altra, due doppie puleggie folli $S\,S^1$ collegate fra loro da una cigna senza fine che passa sulle due puleggie di rinvio *H* ed H_1 (giusta la disposizione schematica laterale) montate su *G* in guisa che i doppi tratti di cigna, sopra e sotto, sieno paralleli. Il sopporto *D* è montato su una leva a forchetta orizzontale *C*, fulcrata in *O* in orecchie fuse con *B*; la vite *E* serve a regolare la tensione delle cigne spostando *D*. La leva *C* riposa in *n* sulla estremità anteriore d'una leva di bilancia *M*, sospesa in *s*, e portante in *p* il contrappeso *Q* destinato ad equilibrare il supporto e le puleggie, nel rapporto $m\,p : m\,n$, tuttavia con un eccesso di peso che viene bilanciato dalla molla *y* racchiusa nel cilindro *I*. L'apparecchio registratore, montato al sommo di *N*, componesi del cilindro *V* da cui si svolge la carta e di altro posteriore (coperto nella figura) su cui si riavvolge dopo essere passata fra i cilindri U_2 ed U_1, premuti l'uno contro l'altro dalla vite *x*. Il cilindro U_2 riceve moto da *S* con corda e meccanismo a vite perpetua *R*. Il telaio *P*, su cui sono montati U_1 ed U_2, può, causa una montatura eccentrica, sospendere il moto della coppia elicoidale. L' asse di U_2 porta un contatore. Dall' albero di trasmissione una cigna fa ruotare la puleggia *S* che trascina, mediante *H* ed H_1, la puleggia S^1, la quale, a sua

volta, dà moto all'operatrice. Sieno S_1 S'_2 le tensioni nei tratti di cigna sul rullo superiore H_1 ed S_1' S_2' quelle sul rullo inferiore corrispondenti; pel senso di moto indicato dalla freccia, S_1 ed S_2 sono le tensioni dei tratti conduttori, S_1' S_2' dei condotti. Se le puleggie H ed H_1 non offrissero resistenze e non ne creasse la torsione della cigna, sarebbe $S_1 = S_1'$ ed $S_2 = S_2'$.

La somma $S_1 + S_1'$ agisce su un braccio di leva R (raggio delle puleggie S) per far ruotare C intorno ad o; S_2 ed S_2', agendo con egual

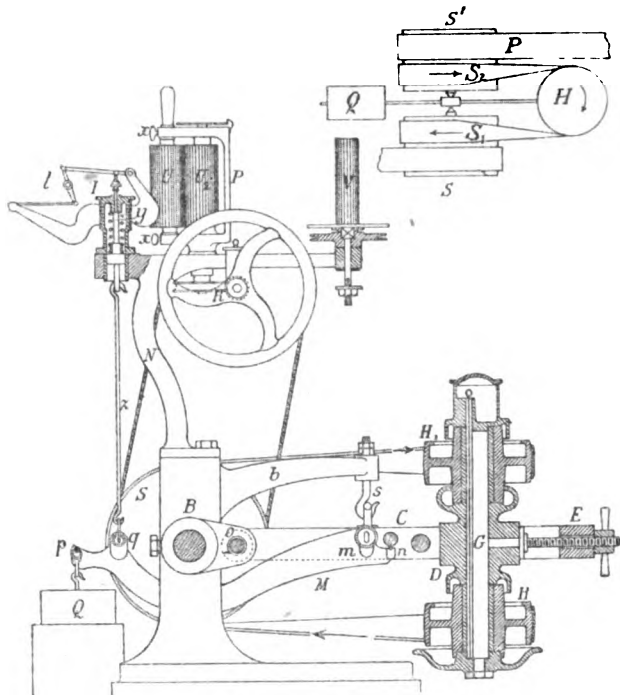



Fig. 31.

braccio di leva, tendono a far ruotare il sistema in senso inverso. Il momento degli sforzi risultante è perciò $[(S_1 + S_1') - (S_2 + S_2')] R$. Se P è lo sforzo alla periferia di S che comanda l'operatrice, si può dimostrare che

$$(S_1 + S_1') - (S_2 + S_2') = 2P. \tag{17}$$

Ora, trasmettendosi la forza P, una parte del peso Q vien liberata, e l'eccesso libero agisce sulla molla y, come uno sforzo di trazione espresso da

$$(2R \,.\, mn) : (pn \,.\, mq)\, P = \alpha P; \tag{18}$$

α è una costante. La tensione della molla è proporzionale a P, in un modo noto. Lo spostamento della molla è segnato sulla carta U_1 (con amplificazione) dalla punta l, mediante un prg. di cui si vedrà agli indicatori: una punta fissa traccia la linea dello sforzo zero.

Perchè l'eq. (17) si possa ritenere sodisfatta, ottenendo così risultati precisi, occorre fare una prima esperienza a vuoto col dinamometro; in questo caso la punta *l* traccierà una linea, e la punta fissa si farà poi coincidere colla linea descritta a vuoto dall' indicatore, per modo che le ordinate trovate nelle successive esperienze escludano già le resistenze interne del dinamometro pel lavoro a vuoto. La correzione che può farsi dopo di ciò al risultato, durante il lavoro effettivo, è trascurabile; l'errore essendo solo di 0.015 a 0.02 per °/₀. In ogni caso, occorre regolare la matita fissa allo zero e prendere un diagramma a vuoto ogni volta che si è tesa la cigna.

Su questo tipo sono costrutti apparecchi di varie dimensioni; il maggiore finora in uso, con cigna larga 260 mm., è atto a misurar lavori fino a 100 cav. potendo però servire egualmente bene anche alla misura del lavoro di un solo cavallo, il che è prova di grande sensibilità.

14. I dinamografi del 2.° gruppo, nei quali il meccanismo registratore è parte integrale dell'apparecchio, servendo la molla stessa come mezzo essenziale di trasmissione dello sforzo nel dinamometro, costituiscono una serie di sistemi assai in uso, il cui principio fu posto da Morin.

La molla, che serve a misurare lo sforzo, è inserita nella trasmissione; o, in altre parole, fra l'organo motore e quello mosso del dinamometro esiste un accoppiamento elastico il quale non permette la trasmissione del lavoro, finchè la deformazione da esso subita non sia proporzionale allo sforzo. È naturale che, con tale sistema che rende mobile col dinamometro anche la molla, non si possa per mezzo di essa avere la misura diretta dello sforzo se non mediante un apparato registratore. Il modo di azione riesce manifesto nei seguenti esempi.

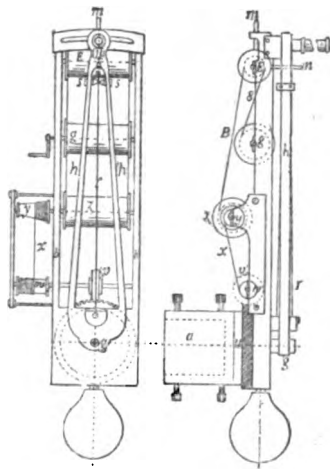



Fig. 32.

Manovella dinamometrica Regnier-Morin: fig. 32. La manovella dinamometrica si adopera in sostituzione delle manovelle comuni quando vogliasi il diagramma dello sforzo ad esse applicato: ***a*** mozzo fissato con viti all'albero: il braccio ***h***, a forma di *V*, portante il manubrio, è folle sul perno *g* conassico all'albero. La solidarietà di ***a*** ed *h* ottiensi nella rotazione colla molla ***r***, fissata al telaio ***b*** che è unito ad ***a***, e libera alla parte superiore, dove è a contatto fra i coltelli *s s* fissati ad ***h***. Nella rotazione che si imprime ad *h* si infletterà ***r*** — in un senso o nell'altro a seconda del moto, prima che la rotazione sia trasmessa all'albero, — di una quantità corrispondente al valore dello sforzo periferico sul manubrio. L'apparato registratore è così composto; al telaio *b b* è fissa, sul traverso superiore, la punta ***m*** che traccia sulla carta *B γ*, scorrente al disotto, l'ascissa del diagramma o la linea degli sforzi nulli. Al braccio mobile *h* è unita la punta ***n*** che si sposta con esso. La carta si svolge dal rullo *g*

passa su E ed è nuovamente raccolta su z; il quale ultimo riceve moto da apposito meccanismo in misura proporzionale al moto dell' albero; e questo mediante la ruota elicoidale u, il rocchetto v, la puleggia n conassica a questo, e la puleggia conica y conassica al rullo z. La conicità di y ha lo scopo di rendere costante la velocità di svolgimento della carta, malgrado che lo spessore di questa aumenti il diametro del rullo motore z. La ruota u è folle sul mozzo e si fissa a questo al cominciare dell' esperienza, con un sistema d'arresto che non è indicato nella figura. Il diagramma ci fornisce un area che, nota la proporzionalità fra gli sforzi e le flessioni della molla, tra la velocità di svolgimento della carta e quello dello sforzo applicato al manubrio, fornisce senz'altro il lavoro totale.

Nel dinamometro totalizzatore di rotazione di Morin (fig. 33), è applicato il medesimo principio della manovella dinamometrica. Le puleggie AB (una fissa e l'altra folle sull'albero) sono unite con cigna alla trasmis-

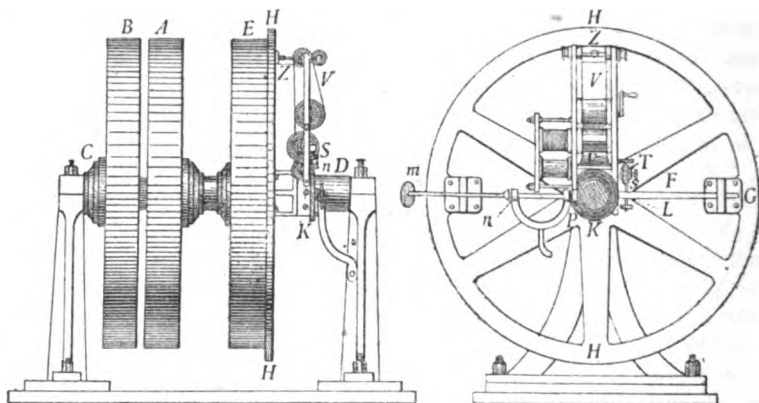



Fig. 33.

sione motrice; la puleggia E dà movimento all'operatrice, ma essa è folle sull'albero CD, e non parteciperebbe al moto dell'albero, se la sua corona non fosse raccomandata ad una o più molle radiali r; le quali, unite all'albero con mozzo fisso, dopo flessione conveniente, trascinano seco in moto la puleggia E. Mediante un arresto unito a CD viene impedito che la flessione delle molle diventi ecessiva per sforzi accidentali. Il moto della carta è ottenuto in modo identico a quello della manovella dinamometrica.

Eguale principio per la totalizzazione del lavoro può applicarsi ai *dinamometri di trazione*, quando ad es. vogliasi determinare il lavoro necessario alla trazione dei veicoli, macchine agricole, ecc. Fra lo sforzo motore ed il veicolo condotto si inserisce allora la molla, le cui deformazioni dànno la misura del primo; sotto di essa, su rulli opportuni, si fa scorrere la carta che prende moto dall'asse del veicolo.

Altri dinamometri ad accoppiamento elastico e con totalizzazione, si sono in questi ultimi tempi studiati. Basti citare il Deny, il Burry, il Dick, l'Amsler, ecc.; noi ci limitiamo a descrivere questi due ultimi.

Nel ***dinamometro di trasmissione totalizzatore Dick***, il tracciamento del diagramma non è fatto in coordinate ortogonali (fig. 34). Sull'asse AB, sono due puleggie (non segnate nella figura), una fissa ed una folle, riceventi moto dalla trasmissione; a puleggia folle che dà il movimento all'operatrice, la quale è trascinata in moto dalla punta b, (appartenente ad un gruppo di organi fissato sull'albero AB, il quale costituisce l'accoppiamento elastico tra questo e la puleggia a) mediante un sistema di articolazioni che la uniscono alla molla $d_1\,d_2$. Il braccio d_1 di questa è fissato al mozzo dell'albero f, che serve di sopporto alle varie parti del dinamometro, ed è composto di due parti articolate per la facile montatura, e fissato con tre viti e tre chiavette. Con inflessione di d_2 (proporzionata allo sforzo) il braccio b trascina la razza di a in movimento. Il diagramma ottiensi colle punte $i_1\,i_2$, di cui la i_1 unità al mozzo f dà la linea dello sforzo nullo; i_2 è unita al braccio d_2 della molla e, spostandosi in direzione

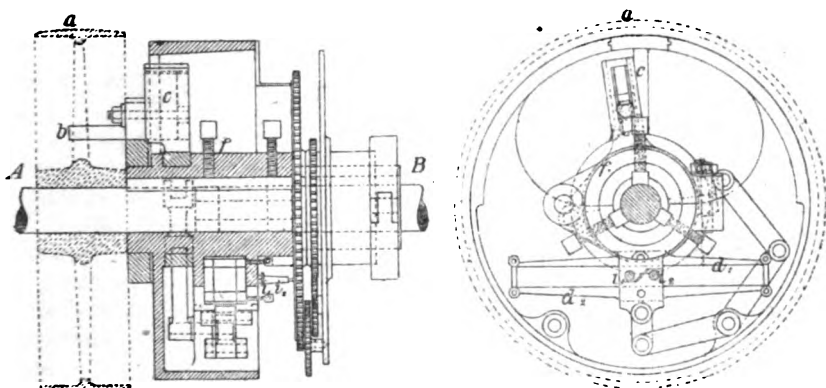



Fig. 34.

radiale, descrive una linea su un disco di carta che viene lentamente messo in rotazione da un rotismo planetario, la cui ruota di base, al cominciare dell'esperienza, è fissata all'albero. Il diagramma speciale, a base circolare, che si ottiene può facilmente tradursi in coordinate ortogonali. Il sistema è munito d'un contagiri.

Il recente dinamometro Amsler per alberi di trasmissione è costrutto in modo da servire in piccole dimensioni alla misura di piccoli lavori, ed in dimensioni più ampie, pei grandi lavori fino a 300 cavalli. Le fig. $35^{1\cdot 2}$ danno il disegno costruttivo dell'apparato con vista e pianta. La fig. 36 ne dà la vista prospettica. L'apparato è montato su un albero di trasmissione di cui vuolsi misurare il lavoro al posto di un giunto; $A_1\,A_2$ sono le estremità dell'albero a contatto; ad A_2 sono fissati i bracci $B_1\,B_2$; ad A_1 i bracci $C_1\,C_2$; il mozzo $B_1\,B_2$ si prolunga alquanto sull'estremità dell'albero A_1. Le estremità dei raggi sono collegate dalle molle spirali $D_1\,D_2$ la cui inflessione misura lo sforzo. Per evitare ogni danno dall'oscillazione delle molle è applicato ad ogni molla un moderatore, che consta di un cilindro E pieno d'olio, montato girevole colle viti F sui bracci B, e di

uno stantuffo (che non vedesi nel disegno), il quale, collo stelo *G*, la piastra *H* e il perno *K*, è collegato girevole al braccio *C*. La molla preme da un lato contro la flangia del cilindro *E*, dall'altro contro la piastra *H*. All'estremo libero dello stelo *G* è fissato un braccio *L* che porta una punta tracciante *M*. Questa traccia, in base alla compressione delle molle,

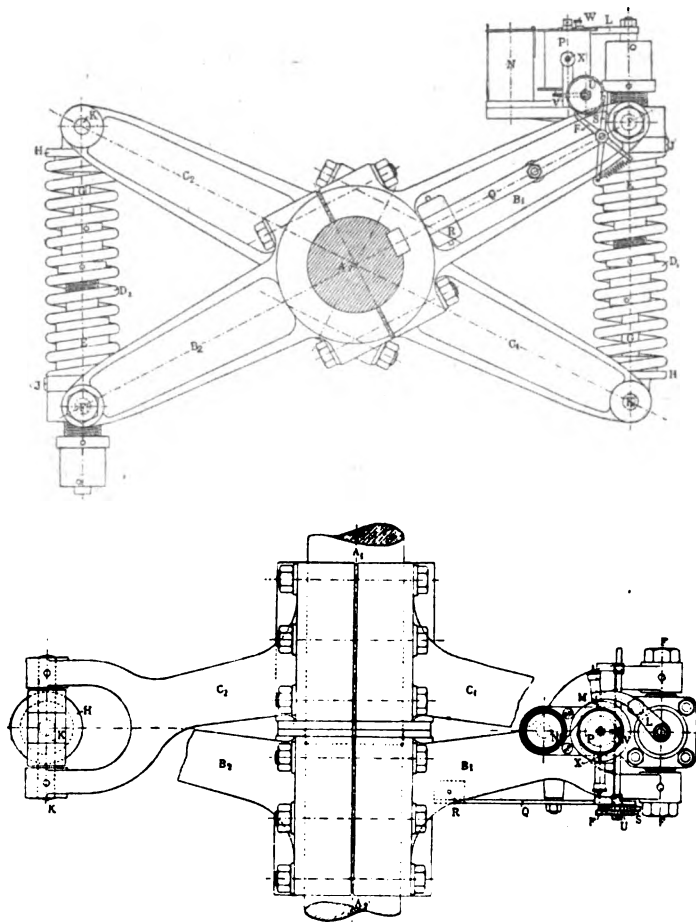



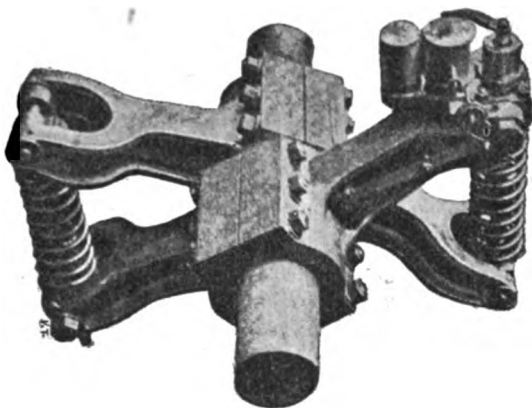
Fig. 35$^{1 \cdot 2}$.

una linea su una striscia di carta che si svolge dal tamburo *N* avvolgendosi poi sul tamburo girevole *P*. Questo riceve il proprio movimento dal pendolo *Q*, che, ad ogni giro, per effetto del peso *R*, oscilla avanti indietro, per il che gli arpioni *S T* mandano avanti di un dente le due ruote *U*. Il moto di queste si trasmette, con vite perpetua e ruota elicoidale, al tamburo *P*. Possono fissarsi su *R* delle spine d'arresto per modo che l'avanzamento della ruota *U* segua di uno o due denti, nel qual ultimo caso la carta avanza con velocità doppia. Una seconda punta tracciante *X*,

fissa, segna sulla carta la linea orizzontale degli sforzi nulli, che serve alla misura delle ordinate dell'altra. Con una striscia di carta di sufficiente lunghezza si può avere la variazione degli sforzi trasmessi dall'albero in un giorno intero.

Fig. 36.

Lo sforzo trasmesso dal dinamometro si calcola nel seguente modo. Sia d la distanza della linea media delle due molle, P_1 la pressione sulla molla D_1 e P_2 quella su D_2, n il numero dei giri dell'albero al minuto; sarà il lavoro in cavalli:

$$N = \frac{\pi d n (P_1 + P_2)}{4500}.$$

Le ordinate danno la somma $P_1 + P_2$, quando sia nota la tara delle molle; la loro corsa massima è di 60 mm. Il numero dei giri è desunto con un contagiri.

15. Dinamometri del 3.° gruppo o integratori. — Il tracciamento del diagramma offre in pratica qualche difficoltà perchè la carta si altera se esposta all'umido, o si straccia; inoltre la calcolazione delle aree per via diretta o col planimetro può essere sorgente di errore. Si rimuovono tali inconvenienti coll'applicare ai dinamometri lo strumento *integratore* di Morin, col quale, dalla semplice lettura del numero dato da un contagiri (moltiplicato per un fattore costante), si ha il lavoro totale compiuto in un dato tempo. È però a notare che, sebbene l'apparecchio ci dia il lavoro totale in un tempo determinato, esso può essere così disposto da permetterci ancora di studiare le successive modificazioni del lavoro trasmesso nell'unità di tempo.

Il principio su cui riposa lo strumento integratore è il seguente: se si fa ruotare un disco la cui velocità angolare ω sia proporzionale alla velocità v dello sforzo P (il cui lavoro vuol essere misurato), e sul centro di esso si fa appoggiare un rullo di frizione il cui asse sia normale a quello del disco, rullo che, a sua volta, sotto l'azione dello sforzo P, sia costretto a spostarsi dal centro del disco d'una distanza x proporzionale al detto sforzo: il numero dei giri compiuti dal rullo (che cresce con x) è in un dato tempo proporzionale ad $x\omega$ quindi al lavoro Pv.

La disposizione schematica che serve all'applicazione di tal principio si ha colla fig. 37: $f'f''$ è la sezione della molla dinamometrica fissa al sopporto a e soggetta all'azione di P; il disco b si fa ruotare con velocità proporzionale a quella di P intorno all'asse c, quindi il numero dei giri di b (n) è proporzionale allo spazio compiuto da P (s) qualunque sia la natura o l'intensità di P (sforzo periferico di rotazione o rettilineo). Se α è il coeff. di proporzionalità, $n = \alpha s$. Un rullo i, unito mediante il brac-

cio e alla parte mobile della molla, appoggia normalmente sul disco b; finchè i cade sul centro di b, i rimane immobile, qualunque sia la velocità di b: ma, sotto l'azione di P, esso si sposta dal centro di una quantità $x = \beta P$, essendo β una costante, e compirà un numero di giri u proporzionale ad x; numero di giri che viene dato dalla semplice lettura del contatore unito ad i. Se r è il raggio del rullo i, sarà:

$$u = \frac{x}{r} n = \frac{\alpha \beta}{r} . P . s = k L$$

se L è il lavoro in kgm; cioè il

$$Lav.\ in\ kgm. = {}^1/_k\, u. \qquad (19)$$

L'apparecchio descritto nella sua forma più semplice può applicarsi senz'altro al ***dinamometro di trazione di Morin.*** Più spesso di quest'ultimo usasi il ***dinamometro di trazione di Bental*** (fig. 38) dove, alla molla piana di flessione $f_1 f_2$, è sostituita una molla spirale avvolta sull'asse $a\,a$. L'insieme della fig. 38 (vista e pianta) può essere montato su

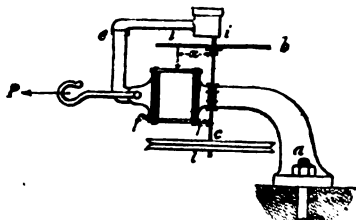



Fig. 37.

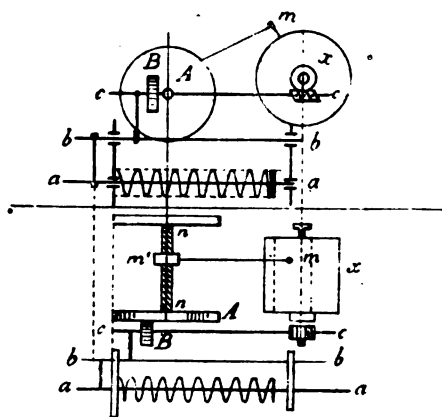



Fig. 38.

ruote, formando così un apparecchio mobile che serve di intermediario fra lo sforzo di trazione applicato in a, ed il veicolo (o la macchina agricola) di cui vuolsi misurare il lavoro assorbito nella trazione.

Un asse $b\,b$ parallelo ad $a\,a$ segue il moto di questo traendo seco, nello spostarsi, la rulletta B premuta sul disco A: il quale è animato da movimento di rotazione proporzionale allo spazio percorso dal veicolo. Per uno sforzo nullo, B coincide col centro di A. La rotella B è montata sull'asse $c\,c$: lo trascina in rotazione, ma può scorrere lungo di esso. La totalizzazione, che potrebbe aversi da un contagiri applicato a B, viene ottenuta con un meccanismo speciale che permette di conoscere anche le variazioni del lavoro. Il rullo x è posto in rotazione da un meccanismo a vite perpetua dall'asse $c\,c$; la sua velocità è perciò proporzionale al lavoro da misurare.

Una matita m scorre parallelamente alle generatrici di x, con un moto proporzionale allo spazio percorso, traslandosi la madrevite m sulla vite $n\,n$ senza ruotare. Gli sforzi possono essere variabili durante il moto; in ogni caso, si otterrà, su x, svolta la carta che lo copre, una

linea le cui ordinate (se si parte dalla ascissa coincidente colla generatrice passante per *m* nella sua posizione iniziale) dànno i valori successivi del lavoro assorbito, a partire dal principio del moto; le ascisse forniranno i valori successivi degli spazii; le tangenti trigonometriche degli angoli che le tangenti alla linea fanno coll'asse delle x, daranno i valori successivi degli sforzi trasmessi; questi valori secondo la legge di proporzionalità data dal meccanismo.

Il dinamometro *Darvin* (fig. 39) appartiene al tipo dei dinamometri di rotazione; ma alle molle è sostituito un sistema di barre e pesi che rende la distanza della ruota integratrice dal centro del disco proporzionale al momento della forza che fa ruotare il dinamometro. Ecco lo schema della disposizione (fig. 40): OG è un'asta che può girare intorno al punto fisso O, mentre G è articolato alla metà di un'asta AGB, lunga due volte OG; il punto B essendo costretto a muoversi sulla verticale OB, il punto A dovrà muoversi sulla orizzontale OA. In B è applicato un

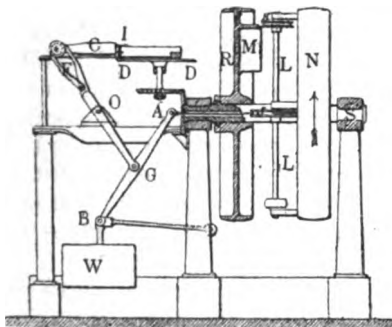
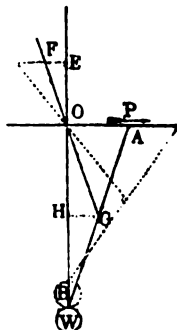



Fig. 39. Fig. 40.

peso W, ed in A agisce una forza orizzontale P proporzionale al momento di rotazione del dinamometro. La reazione che si sviluppa in G, dappoichè la barra OG ruota intorno ad O, sarà diretta lungo GO. In O agiscono perciò tre forze la cui direzione è parallela ai lati del triangolo HGO e le cui grandezze sono proporzionali ai lati di questo; poichè W è costante, P varia come la tangente dell'angolo che OG fa colla verticale. Quanto più A si allontana da O, tanto maggiore è P; quando OG ed AB coincidono sulla verticale, P è nullo. Se l'asta OG è prolungata al di là di O e si tira per qualunque punto E l'orizzontale EF, la distanza FE varia come la tangente dell'angolo che OG fa colla verticale, e quindi come la forza P. Questa forza essendo proporzionale al lavoro trasmesso dal dinamometro, se una piccola ruota integratrice è fatta muovere lungo il raggio di un disco nello stesso modo con cui il punto F si avvicina o si allontana da E, il contatore unito alla rotella integratrice registrerà un numero di giri proporzionale alla quantità di lavoro che passa traverso la macchina.

Questo principio è applicato nella fig. 39, la sola differenza essendo che il punto B cui è applicato il peso W è guidato lungo un arco di circolo con raggio abbastanza grande; il qual movimento genera minore

attrito di quello rettilineo su guide. Il contatore C e la ruota integratrice I formano un piccolo carrello; la ruota I appoggia sul disco D, mentre l'altro estremo del carrello scorre con rotelle su guide orizzontali. Sull'asse della ruota si trovano due rulli folli, su ciascuno dei quali preme un braccio della forchetta F all'estremo di $O\,G$, cosichè la ruota I e il carrello si muovono avanti e indietro col muoversi della forchetta. Le braccia di F sono munite di molle. Ecco come la distanza della rotella dal disco è proporzionale alla forza P, quindi al lavoro.

La puleggia N è unita alla motrice, ed è fissa sull' albero S; la puleggia R dà moto all'operatrice ed è folle sull'albero S; questo albero è cavo, e nell'interno scorre una barra di ferro il cui estremo è articolato all'estremo di $A\,B$, con un giunto che permette alla barra di ruotare coll'albero. L'estremità interna dell'asta è unita ad una corta catena, fissata alla circonferenza d'una piccola ruota J, mentre l'albero S porta una scanalatura per dar passaggio all'orlo della ruota. L'asse L della ruota J è sostenuto su mensola bullonata ad un lato di N, e all'estremo dell'asse è calettata un'altra piccola ruota K, portante fissata alla circonferenza una catena, il cui estremo opposto è unito ad un settore M fuso sul fianco della puleggia R. L'intera forza che pone in moto la puleggia folle viene così trasmessa traverso tale catena, la cui tensione è perciò proporzionale alla forza motrice; questa tensione, col mezzo della ruota J e l'asta scorrevole interna, è comunicata al punto A, per modo che la distanza della ruota integratrice del centro del disco D è proporzionale al lavoro trasmesso. La costante del dinamometro si determina in modo analogo a quanto fu già detto.

Pandinamometro di Hirn. Un apparecchio che si stacca pel tipo e pel principio da quelli precedentemente esaminati, ma che fa uso però per la misura del lavoro, in modo indiretto, della disposizione integratrice della fig. 37, è il pandinamometro di torsione di Hirn (fig. 41). Il principio su cui riposa è veramente notevole. L'inventore si è preoccupato di fornire un mezzo di misura del lavoro atto a grandi sforzi senza eccedere nelle dimensioni e nel costo dell' apparecchio, e senza bisogno di disorganizzare la trasmissione dove lo stesso è applicato. Le funzioni della molla ordinaria sono affidate all' elasticità medesima dell' albero di trasmissione per cui passa il lavoro, il quale deve dare la misura del medesimo mediante la torsione che per esso subisce. L'uso del dinamometro dà luogo a due fasi distinte nell' esperienza: colla prima si misura l' angolo di torsione dell'albero corrispondente alla trasmissione dell' effettivo lavoro; colla seconda si misura lo sforzo necessario a produrre sull'albero l'angolo di torsione osservato od un angolo qualsiasi.

1.° Sia $A\,B$ un pezzo d'albero di trasmissione (che si sceglie lungo, ma però sempre d'un pezzo), $r^1\,r_0$ due ruote a piccolo passo calettate all'estremo dell'albero ed ingrananti, la r_0 con p_0, la r^1 con p^1 coll' intermedio del rocchetto i. Gli assi di p_0 e p^1 (del diametro di circa 25 $^m/_m$) portano le ruote coniche $a_0\,a^1$ che comandano le $d_0\,d^1$ d'un meccanismo differenziale ordinario.

L'asse $d_0\,d^1$ si prolunga in un'asta leggera $t_0\,t_1$. Se nella trasmissione l'albero si torce (e la torsione è costante se la resistenza è costante), la

ruota r_0 precede la r^1, e l'estremità t_1 dell'asta $t_0\, t^1$ subisce una deviazione che dipende dall'angolo di torsione α dell'albero, e dai rapporti $r_0 : p_0$ ed $r^1 : p^1$ (eguali fra loro ed a ϱ), e dalla lunghezza $t^0\, t^1 = l$. La deviazione è espressa da

$$\delta = \frac{1}{2}\,\alpha\,\varrho\, l. \tag{20}$$

(La misura di δ dà il valore di α.)

L'apparecchio registratore col quale si ottiene, nella durata d'una lunga esperienza, il valore di α, consta di una applicazione dell'apparecchio indicato colla fig. 37. DD è un disco in legno coperto di carta avente

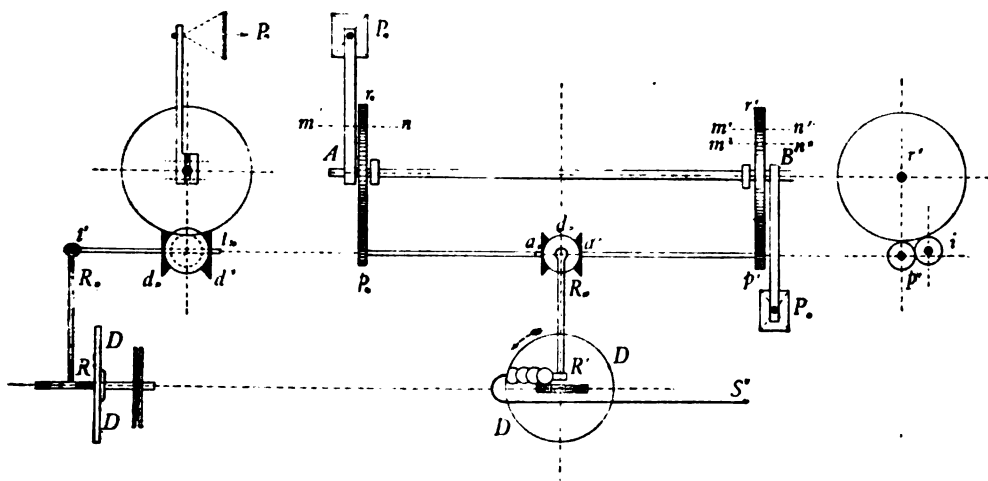



Fig. 41.

moto uniforme su asse verticale; $R_0\, R^1$ un'asta di legno portante una rulletta con apparato contatore.

L'asta è articolata colla $S^1\, R^1$, girevole sulla S^1 avente scopo di guidare il moto rettilineo di $R^1\, R_0$, obbligando la rulletta a conservare posizione verticale. Torcendosi l'albero, la rulletta si stacca dal centro assumendo velocità proporzionale al distacco. Se, in un dato tempo, N è il numero dei giri del disco, n della rulletta, r il raggio di questa, si ha:

$$2\pi r n = 2\pi \delta N \text{ cioè } \delta = r(n : N) \text{ cioè colla (20) } \alpha = (2nr) : (N\varrho l). \tag{21}$$

valore dell'angolo di torsione medio per la trasmissione di un lavoro L_m.

2.° Questo ottenuto, si fa, per avere L_m, una seconda esperienza sull'albero allo stato di riposo. Essa ha lo scopo di misurare lo sforzo che corrisponde ad una torsione α, o ad una torsione qualunque α_0 (essendo nei limiti pratici le torsioni proporzionali agli sforzi). Perciò, isolata la porzione d'albero AB, ai suoi estremi si fissano due leve di bilancia, e si caricano, come freni, del peso P finchè si ottenga la torsione voluta α od α_0.

Questa torsione si misura tracciando sulla corona di due puleggie, poste in luogo di r_0 ed r^1, una linea parallela ad AB prima della torsione, $m n_1$, $m^1 n^1$, e verificando dopo la torsione di quanto sulla corona della puleggia una si è spostata dall'altra ($m^2 n^2$ da $m n$).

Lo spostamento s misurato sulla corona, se r_0 è il raggio di questa, darà l'angolo α; sarà $\alpha = 360 \frac{s}{2\pi r_0}$; e se L è la lunghezza della leva di bilancia, P il peso sul piatto (compreso il peso proprio, ridotto all'estremo) n_0 il numero dei giri compiuti dall'albero nel tempo T_0, il lavoro medio in kgm. L_m sarà:

$$= L_m = \frac{P \,.\, 2\pi L \,.\, n_0}{T_0} \,. \tag{22}$$

Per una torsione qualunque α_0 misurata nell' esperienza di riposo cui corrisponda un peso P_0 sarà $P = P_0 \frac{\alpha}{\alpha_0}$.

L'apparecchio contatore semplifica l'esperienza di riposo. Applicate le bilancie sull'albero AB in riposo, colla rulletta cioè al centro di D, si caricano con un peso qualunque P_0 cui corrisponda lo spostamento δ_0 della rulletta. Si avrà il valore di P, da introdurre nella (22) colla $P = P_0 \frac{\delta}{\delta_0}$.

16. Dinamometri provvisti di apparato integratore e registratore ad un tempo. — Esiste anche una categoria di dinamometri nella quale i costruttori hanno applicato ad un tempo tanto l'apparato integratore, che l'apparato registratore capace di fornire un diagramma. Notiamo che in questi strumenti l'essenza del dinamometro non differisce da quella dei tipi già esaminati; essi si completano cogli apparati totalizzatori.

Appartengono a questa categoria, tra gli altri, i dinamometri Easton e Vuaillet, che ora descriviamo.

Il *dinamometro Easton*, impiegato anche per grandi lavori, è rappresentato dalle fig. 42[1-7]. È costituito da una coppia di puleggie AB (fissa e folle), equilibrate e montate sull'albero CD (fig. 42[1, 2, 3]). Il lavoro motore è dato ad A, od è trasmesso all' albero col giunto universale E; detto lavoro si trasmette alla operatrice colla puleggia B, folle come si è detto sull' albero, ma unita ad A con una serie di molle ricurve, le cui flessioni sono proporzionali allo sforzo trasmesso da B. Queste molle, in numero di quattro, sono unite al mozzo di B (che sporge allo scopo dalla propria corona) e al capo opposto si uniscono alla corona di A, od a sporti delle razze IF di A; due molle sono dirette in un senso e due in senso contrario, onde neutralizzare l' effetto della forza centrifuga che agisce su di esse. Il mozzo di A si prolunga in una bussola K a doppio intaglio (fig. 42[3, 4, 5, 6]) che appoggia contro un corsoio L passante attraverso ad una scanalatura dell' albero CD, nella quale esso può scorrere. L'albero CD è forato e vi passa attraverso l' asta N unita stabilmente al corsoio L. Una molla leggera (fig. 42[5]) inviluppa l'asta N e preme il corsoio N contro l'orlo della bussola K.

L'asta N si prolunga al di là dell'albero per far agire il corsoio O di un contatore e di un apparato integratore e registratore (fig. 42[4, 7]); questo

corsoio è guidato entro scanalatura *V* e porta il disco integratore *P*, il cui asse si prolunga nell'apparato contatore *Q*, e dall'altro lato una punta tracciante per scrivere un diagramma sulla striscia di carta *R*. Il disco *S* motore del rocchetto *P*, il contatore di giri dell' albero *CD* e il cilindro a carta *R* sono posti in moto da un rocchetto montato sulla bussola *M*; il rocchetto ingrana colla ruota cilindrica *V*, da cui i movimenti si tra-

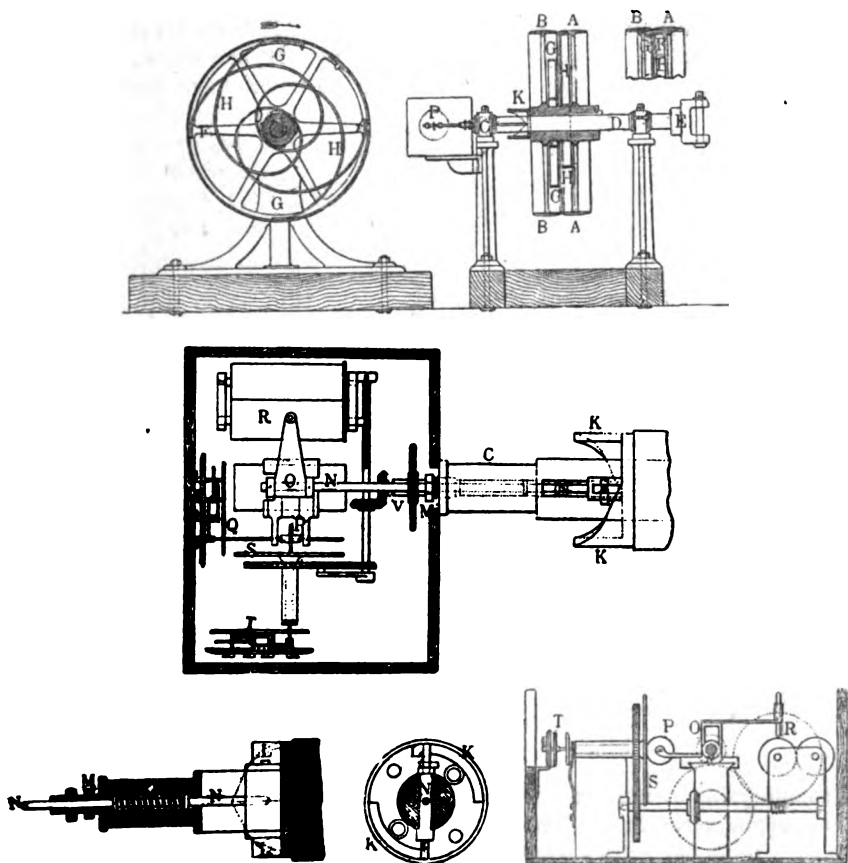



Fig. 42[1-7].

smettono con ruote coniche e cilindriche ad *S* e *T*, e con vite perpetua e ruote cilindriche al tamburo *R*. Opportuni innesti permettono di disimpegnare dalla trasmissione l'apparato registratore, o l'apparato integratore.

Nella trasmissione di moto fra le puleggie *AB*, avviene che la *B*, per l'inflessione delle molle, ritarderà rispetto ad *A*; or questa rotazione di *B* rispetto ad *A* varia come lo sforzo trasmesso, e la rotazione riproducendosi identica su *K* (che produce lo spostamento assiale del corsoio *L* ed *O*), farà sì che questo spostamento assiale sia proporzionale allo sforzo trasmesso. Ne segue che il moto della punta trac-

ciante sul cilindro a carta e il raggio del contatto fra il disco integratore P ed il motore S varieranno pure in modo uniforme col momento di torsione dovuto allo sforzo trasmesso, se questi sono registrati al punto esatto nel momento in cui le molle sono scariche e libere in entrambi le direzioni.

Il lavoro si esprimerà col prodotto d'una costante C pel numero di giri n segnato in un dato tempo dal contatore integratore Q, cioè con Cn.

La costante C si determina tenendo fermo l'albero e la puleggia A, ed applicando alla puleggia B folle un peso noto W con corda; poi, fatta girare a mano la puleggia del dinamometro e determinato il numero di

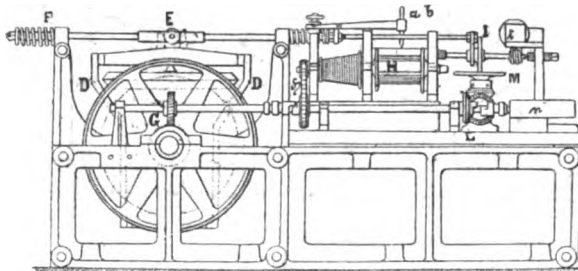



Fig 43¹.

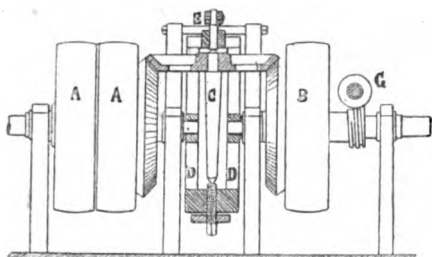



Fig. 43².

giri N che essa fa col contatore T, letto in pari tempo il numero n segnato sul contatore integratore Q, e posto eguale ad S lo sviluppo della periferia di A (o B) si avrà:

$$N . S . W = Cn$$

quindi

$$C = \frac{N . S . W}{n}.$$

Nei dinamometri più grandi si sostituiscono alle molle curve sei molle radiali unite al mozzo di B, e appoggianti contro rulli che sporgono dalle razze di A.

Il *dinamometro Vuaillet* è rappresentato nelle fig. 43¹·²; ed un dinamometro tipo White con apparato integratore e registratore. La ruota A, montata sull'asse insieme alla ruota conica aderente, riceve moto dal motore, mentre la puleggia folle A permette di sospendere la trasmissione senza arrestare il motore. Col mezzo della ruota conica C la A trasmette il moto a B in senso invertito; B, e la unita corona conica, sono montate su un secondo albero, e da B parte la cigna che comanda l'operatrice di cui vuolsi misurare il lavoro; la ruota C intermedia è montata su un fuso girevole su due punte, all'interno di un telaio DD equilibrato. Fin qui lo schema corrisponde a quello del dinamometro White, e, come in esso, a seconda della resistenza offerta da B, la ruota C modificherà più o meno la propria posizione, e tale variazione servirà a misurare la grandezza dello sforzo trasmesso.

A tale scopo, alla parte superiore del telaio *DD* sono applicati due arpioni *E*, che, a seconda del senso del telaio, agiscono su un piccolo rullo unito ad un'asta orizzontale per modo che le molle *F*, collocate all'estremità dell'asta, vengono rispettivamente compresse e tese. Queste molle sono ricambiabili in modo da poter usare l'apparato per la misura di sforzi assai diversi. Il tamburo a carta sul quale deve registrarsi il diagramma, riceve moto dal meccanismo *G* a vite perpetua e dalla catena chiusa *H*. Su di esso riposa, per peso proprio, unita ad un'asta articolata, una punta tracciante fissa *b* la quale descrive una linea retta (linea dello zero); una seconda punta *a* unita all'asta *FF'* disegnerà sulla carta una curva le cui ordinate sono proporzionali agli sforzi trasmessi. Ai due lati delle punte *a* sono due asticciole che formano il prolungamento dell'asta *FF* e portano la rulletta integratrice *J* che poggia sul disco *M*, il quale riceve moto di rotazione dal rotismo *G* con due coppie di ruote coniche. Il contatore *t* registra i giri della rulletta; un altro contatore *n* permette di constatare il numero esatto dei giri fatti dal dinamometro durante la esperienza.

17. *Dinamometro integratore senza meccanismo a rulletta.* — La lettura del lavoro totale mediante un dato numero di giri su un

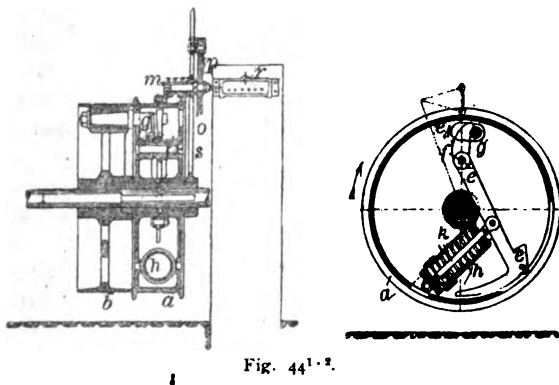



Fig. 44[1, 2].

quadrante può essere ottenuta anche con meccanismo diverso di quello tipico, a disco e a rulletta, come è fatto nel dinamometro Schmidt.

Il dinamometro integratore *Schmidt* è provvisto di meccanismo integratore per la lettura diretta del lavoro trasmesso; esso serve come mezzo di collegamento fra due alberi, e può servire anche come semplice puleggia; le fig. 44[1, 2] danno il primo esempio di applicazione. La puleggia *a* è montata sulla parte dell'albero che è motrice, la *b* sul prolungamento, che è mosso dalla prima. Nel cavo di *a*, tra le due pareti a disco, sta la leva *e* a due braccia, girevole sul perno *f*, mentre al disco di *b* è unito un perno *g* che penetra per conveniente apertura nell'interno di *a*. Facciasi ruotare *a* nel senso della freccia; il braccio *e*, della leva *e*, trascina col perno *g* in rotazione la puleggia *b*, in quanto il medesimo è tenuto fermo col mezzo della molla e dell'asta incluse nella capsula girevole *h*. In relazione allo sforzo da trasmettere, il perno *g* riceve, dalla leva *e*, una spinta data, cui corrisponde una data compressione della molla ed una

rotazione verso destra del braccio e_2 per modo che il piede di questo viene a sporgere dalla corona di *a* traverso una scanalatura che all'uopo vi è praticata. Sulla corona esterna di *a* riposa il rullo, che è all'estremo della leva d'arpionismo *m*, montata sulla guida *s*, la qual guida è folle da un lato sul mozzo di *a*, dall'altro lato è fissata ad un punto stabile del fabbricato.

Ogni volta che, nella rotazione, lo sporto e_2 urta entro la leva *m*, il braccio di questa diretto a sinistra, foggiato ad arpione, fa avanzare la ruota d'arresto, il moto retrogrado della quale è impedito da un arresto scorrente fino in *p*.

Quanto maggiore sarà il numero dei giri dell'albero e dello sforzo trasmesso, tanto maggiore sarà la sporgenza di e_2, il movimento di *m*, e quivi tanto più rapido avverrà il moto intermittente delle ruote d'arresto *o*. Con conveniente collegamento viene ad ogni giro di *o* azionato il contatore *r*, ed i rapporti di costruzione sono tali che ogni rotazione di *o* di $^1/_{100}$, pei tipi più grandi di dinamometro, corrisponde a $^1/_{10}$ di cavallo-ora, ottenendosi sui quadranti la lettura in cavalli-ora interi, con uno e due decimali.

18. Considerazioni generali sui vari tipi di dinamometri. — La meccanica possiede, come può giudicarsi dai tipi principali di dinamometri esaminati ai §§ 3 e 4, una serie numerosa di táli apparecchi atti a misurare il lavoro effettivo d'un motore, il lavoro richiesto da una o più operatrici o da un intero opificio. La possibilità di eseguire le esperienze senza sospendere il lavoro è una condizione assai vantaggiosa dei dinamometri rispetto ai freni.

Tuttavia la stessa abbondanza di tipi succedentisi con frequenza è una prova della difficoltà che in casi determinati incontra il loro funzionamento. Oltre le considerazioni già svolte sull'impiego più o meno conveniente degli apparecchi spettanti a ciascun gruppo, e sulla possibilità di un opportuno impiego dei dinamometri del 1.º gruppo quando il lavoro è costante, si possono fare altre osservazioni di ordine generale.

L'applicazione dei dinamometri è agevole per lo studio di macchine speciali richiedenti un lavoro limitato; ma se si interpongono in una trasmissione per avere il lavoro completo richiesto da un opificio, assumono dimensioni grandissime (specie per la necessità di manovrarli con puleggie) quindi un costo assai rilevante e difficoltà di impianto, che ne rendono assai rara l'applicazione. In questo caso solo il pandinamometro di Hirn potrebbe rimediare all'inconveniente. Ogni dinamometro porta la indicazione del massimo di lavoro cui può servire a data velocità: ma non è però una indicazione assoluta, potendosi modificare la velocità del dinamometro senza alterare quella dell'albero motore e dell'operatrice, in guisa che, aumentandola, si abbiano sforzi periferici minori e l'apparecchio possa servire anche per lavori più intensi. In tal caso la costruzione stessa dell'apparecchio ne può dimostrare l'attitudine alle grandi velocità; sotto tale riguardo sono certamente preferibili i dinamometri con trasmissione interna a cigne (come il Thompson, il Banki, ecc.) anzichè con ingranaggi. Un riguardo speciale deve aversi alle resistenze interne del dinamometro che dovranno essere o trascurabili o di facile calcolazione;

la calcolazione però offre in pratica delle cause d'errore, tanto più che le resistenze interne non si possono ritenere solo dipendenti del lavoro a vuoto, ma ancora dallo sforzo che si trasmette in ogni esperimento. Per quanto riguarda le resistenze interne, esse saranno a dedurre quando l'apparecchio serva alla misura del lavoro d'una operatrice: non si farà tale deduzione dalla misura ottenuta se si tratta di trovare il lavoro effettivo sviluppato da una motrice; anzi, in tal caso, devesi potere facilmente determinare anche la somma delle resistenze varie vinte nel percorso della trasmissione dalla motrice al dinamometro, per poterle aggiungere al lavoro con questo misurato.

§ 5.

Gli indicatori.

19. Degli indicatori in genere. — L'indicatore, che serve a misurare il lavoro sviluppato od assorbito da un fluido in una macchina motrice od operatrice a fluido, è stato ideato da Watt per lo studio speciale della macchina a vapore; da allora ad oggi è stato oggetto di trasformazioni e perfezionamenti che non ne hanno modificato però il principio fondamentale.

Un indicatore consta di un cilindro avente pochi centimetri di diametro, nel quale muovesi a tenuta un leggero stantuffo (k nella fig. 45); la parte superiore del cilindro comunica coll'atmosfera; l'inferiore può farsi comunicare, a mezzo di rubinetto, o coll'atmosfera o colla capacità dentro la quale agisce il fluido (cilindro di macchina a vapore, di pompa, ecc.). Lo stantuffo è alla parte superiore unito ad un leggero stelo circondato da molla spirale fissata al coperchio del cilindro da cui esce lo stelo stesso. Se sotto allo stantuffo agisce una pressione diversa dell'atmosferica ($\gtrless$), questo si sposta, comprimendosi od allungandosi la molla d'una quantità che, espressa in kg. per unità di area od atmosfere, è proporzionale alla differenza delle pressioni, od in altre parole alla pressione effettiva. Se si unisce all'estremo libero esterno dello stelo un indice che scorra su una scala graduata, si ottiene un vero manometro misuratore delle pressioni effettive che si verificano al disotto di k, e quindi nell'interno della capacità riservata al movimento del fluido. Se invece, sotto detta punta, si muove una carta con velocità proporzionale a quella della macchina, la punta traccierà una linea o un diagramma, la cui area (sia la linea chiusa, o non chiusa, nel qual caso si riferisce ad una retta fissa), secondo la proporzionalità nota rispetto agli sforzi e agli spazii percorsi dal fluido motore o mosso, darà la misura del lavoro.

Gli indicatori nella loro forma ordinaria vengono d'ordinario applicati alle macchine motrici ed operatrici a stantuffo, a moto alternativo. In tal caso il moto della carta sotto la punta è pure alternato e proporzionale a quello dello stantuffo, essendo preso da un organo a questo unito. La punta, essendo l'indicatore applicato ad una delle capacità in cui lo stantuffo separa il cilindro, descrive nella corsa d'andata e di ritorno una linea, ritornando dopo ogni doppia corsa alla stessa posizione. Posto il

principio dell'apparecchio si comprende che esso può essere applicato anche a macchine con stantuffi rotativi, purchè il moto di svolgimento continuo della carta sia preso dall'albero motore con una delle disposizioni accennate pei dinamometri.

Fermando la nostra attenzione sopra gli indicatori ordinarii per macchine alternate, li dividiamo in tre gruppi: 1.° Indicatori semplici; 2.° Indicatori continui; 3.° Indicatori integratori.

20. Indicatori semplici. — La loro funzione è quale venne indicata al precedente numero. La carta scorrendo di moto alternato sotto la punta tracciante, questa descrive una curva chiusa. L'apparecchio serve, se non si cambia la carta, a dare soltanto il diagramma per una fase di andata e di ritorno, rimettendosi ogni volta la punta rispetto alla carta nelle stesse condizioni. Nel primo *indicatore di Watt* la carta era applicata su una tavola piana mobile in direzione normale a quella dell'indice delle pressioni, trascinata in un senso dalla testa a croce, e nel senso opposto da un contrappeso. *Mac-Naught* ha introdotto in questo primo indicatore vari perfezionamenti, specie quello di applicare la carta su un cilindro che si muove davanti alla punta di moto rotatorio alternato. Tuttavia questi primi tipi vennero presto modificati da una serie di altre disposizioni, delle quali è capo-stipite l'indicatore Richard. Le modificazioni furono richieste, sia per la necessità di ottenere sulla punta tracciante un moto amplificato atto a fornire diagrammi più grandi anche con molle robuste (meno soggette di quelle deboli ad oscillazioni e flessioni trasversali), sia per poter far uso dell'indicatore nel caso di alte pressioni e di grandi velocità della macchina.

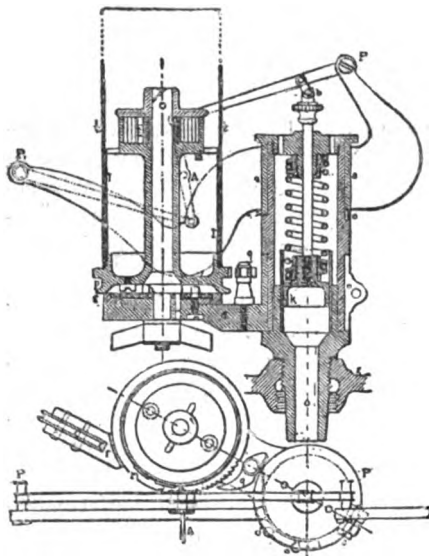



Fig. 45.

Indicatore Richard (fig. 45); lo stantuffo *k* comunica mediante il tubo *o* col cilindro della macchina; la sua corsa è di circa 20 m/m; ed è amplificata nel rapporto 1 : 4 con un sistema di leve PAP_1. La punta tracciante è fissata in *A* ad un prg. e segue, nei limiti della sua corsa, un cammino sensibilmente rettilineo, e parallelo a quello di *k*. Gli organi hanno un peso assai ridotto, che rende minimo l'effetto della loro inerzia. La carta è avvolta sul tamburo *tt*, e vi è fissata colle asticciole *rr*; il tamburo riceve moto di rotazione intermittente, con una ampiezza di oscillazione minore dell'intera periferia, e fa scorrere la carta sotto la punta *A*, quando questa, con opportuna rotazione del doppio braccio PAP_1, folle sul cilindro dell'indicatore, vi è tenuta aderente.

L'anello *f*, che può essere fatto girare sull'asse del tamburo, e fissato quindi in una posizione qualsiasi, porta due piccole puleggie serventi di guida alla corda che comanda (avvolgendosi sulla gola di *p*) la rotazione del tamburo. Il tamburo *tt* è unito al tamburo interno *ll*, a sua volta fissato alla puleggia *p*, e quindi al bariletto *m* della molla di richiamo, la cui funzione è quella di far compiere al tamburo la fase di ritorno, quando la corda cioè non è tesa. Infatti, quando la corda, avvolgentesi su *p*, viene tirata nella fase di andata da un organo della macchina, la molla contenuta in *m* viene tesa e questa tensione (allentandosi la corda nella fase di ritorno) serve a far ritornare il tamburo alla posizione iniziale. Nella fig. 45 l'indicatore è provvisto dell'arresto *Darke*, avente lo scopo di arrestare il tamburo per cambiare la carta senza staccare la corda di comando. Per ciò l'orlo superiore della gola *p* è in parte dentato a sega; un arpione *q* è innestato e disinnestato con essa, secondo

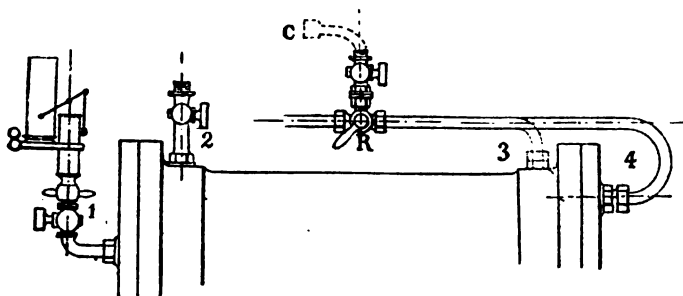



Fig. 46.

che il bottone della molla di chiusura agente sull'arpione sia portato in *o* od in o_1. Nel primo caso, impegnandosi l'arresto, il tamburo sarà trattenuto quando sia arrivato in fine della corsa d'andata, e la corda oscillerà da sola.

Riservandoci di esaminare in appresso altri tipi e disposizioni di indicatori, completiamo ora le indicazioni relative all'indicatore semplice coll'esaminarne la montatura sovra una macchina da sperimentare; montatura che è fatta nello stesso modo per tutti gli altri apparecchi dei quali diremo in appresso.

Montatura dell'indicatore. L'indicatore è applicato al cilindro della macchina (in direzione verticale ed in direzione tale che renda facile la manovra e comoda l'osservazione) in uno dei quattro modi indicati dalla fig. 46, mediante prese a robinetto applicate sui coperchi ed alle estremità del cilindro con rubinetti. L'estremità del rubinetto riceve la vite differenziale *z* della fig. 45. Per macchine veloci conviene applicare l'indicatore direttamente sul cilindro. Le disposizioni 3 e 4 si prestano, col rubinetto *R* a tre vie, per prendere i diagrammi alle due parti, nelle macchine a doppio effetto cui venga applicato un solo indicatore. Nei cilindri verticali, perchè l'indicatore possa tenersi a sua volta verticale, si applica il gomito *C*. Il robinetto su cui è avvitato l'indicatore, come permette di chiudere o rendere libera la comunicazione col cilindro, può far

comunicare mediante piccolo foro l'atmosfera colla faccia inferiore dello stantuffo k (fig. 45).

Il moto del tamburo viene preso da un organo, il quale possegga lo stesso movimento che lo stantuffo della macchina (la testa a croce), manovrando con esso la corda che si avvolge su p (fig. 45). Ma occorre che il comando sia indiretto con un sistema di riduzione della corsa, non potendosi avere un diagramma più lungo dello sviluppo della sezione del tamburo, anzi questo dovendo essere minore almeno della lunghezza delle lame che servono a fermare la carta. Tre tipi di manovra sono indicati colla fig. 47. *La disposizione 1.ª*, che è la più semplice, consiste nel calettare due leve a e b su un perno fisso c, delle quali l'estremo di a come forchetta è infilato in un perno A sporgente della testa a croce, e l'estremo di b è unito alla corda d che si avvolge direttamente sulla puleggia p del-

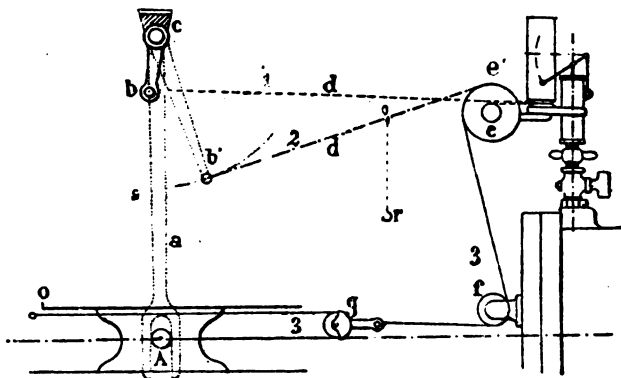



Fig. 47.

l'indicatore. *La disposiz. 2.ª* consta delle leve a e b_1 fulcrate in c, della corda d_1 e della doppia puleggia di riduzione $e\,e'$, di cui e' riceve moto da b_1, e lo trasmette al tamburo. Nei due tipi si disporranno le leve $b\,b_1$ in modo che, nella posizione media, sieno normali a d e d_1 e che nel primo il piano di oscillazione di b sia tang. al cilindro della carta. Talvolta alla disposiz. 2 è unito un uncino r che può essere attaccato ad un punto fisso, in modo che essendo $or < b'o$ di opportuna lunghezza, si possa arrestare il tamburo anche durante l'esperienza. *La disposiz. 3.ª* è formata dalla taglia g, dalla carrucola di guida f e dalle puleggie riduttrici $e\,e_1$. La corda avvolgentesi su g è unita per un capo ad A, per l'altro al punto fisso o.

Le puleggie di riduzione $e\,e'$ della fig. 47 dànno luogo a costruzioni speciali. Due ne indichiamo colla fig. 48. Nella superiore, tipo *Stanek,* le due puleggie sono calettate su uno stesso asse a vite, ed il sopporto a madrevite m può essere fissato in qualunque posizione dell'alberetto A, unito alla macchina od alla parte immobile dell'indicatore. Ad ogni giro, e ed e' si spostano trasversalmente insieme di una quantità che è uguale al passo della vite e cioè allo spessore della corda. Così la corda si svolge e si avvolge su e ed e' in una posizione invariabile mediante due car-

rucole fisse di guida sostenute dall'albero A. Una molla collocata nella grande puleggia si tende quando la corda si svolge, e ne assicura l'avvolgimento alla fase di ritorno. Nella figura inferiore le puleggie di riduzione e ed e' sono fisse e si spostano invece i bracci di guida della corda m ed m_1. Nei due tipi la piccola puleggia può essere ricambiata secondo la corsa della macchina, in rapporto allo sviluppo del cilindro dell'indicatore.

Altro modo per ridurre la corsa con esattezza è quello di fare uso del

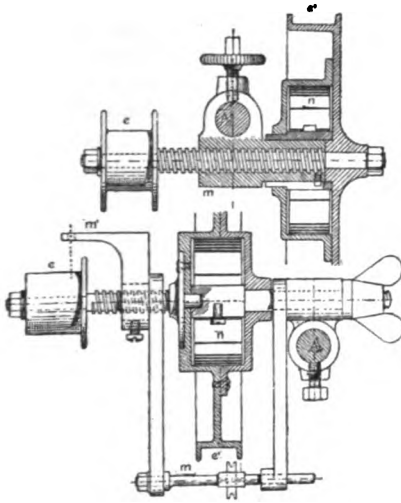



Fig. 48.

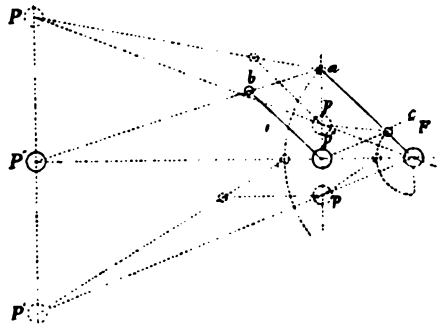



Fig. 49.

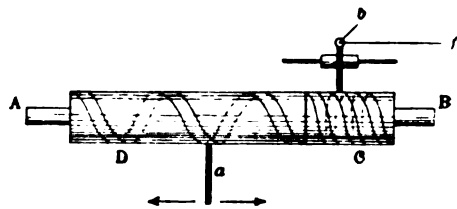
pantografo; il suo principio è indicato nella fig. 49 e nella spiegazione che ora ne diamo. $P'F$ è una retta; P' è un punto dello stelo della motrice, e p'' un punto da cui è desunto il moto del tamburo dell'indicatore: PP' è la corsa della macchina, pp' quella dell'indicatore; F è un punto fisso.

Sarà naturalmente

$$PP' : pp' = P'' F : p'' F.$$

Ora scelto un angolo arbitrario $P'' a F$, se dal punto p'' si conducono le parallele $p'' b$ ad $F a$ e $p'' c$ a $P'' a$, si ottiene un parallelogrammo articolato tale che, fulcrato in F e movendosi il punto P'' sulla $P' P$, il punto p' si muove sulla $p a$ di moto rettilineo e i due moti hanno un rapportò definito. Il punto p'' potrà essere scelto, a variare il rapporto, in una posizione qualunque sulla retta $P'' F$. Potrà bastare all'uopo lo spostare il punto F.

Fig. 50.

Ai mezzi indicati di riduzione della corsa aggiungiamo quello proposto da Cawley, il cui schema si ha nella fig. 50. Un fusto AB è filettato con due viti di diverso passo in D e in C ed i cui passi stanno nel rapporto della corsa dello stantuffo S e di quella del tamburo s. Ne verrà

che se la punta *a* si muove entro la vite di *D*, guidata avanti o indietro dallo stelo o dalla testa a croce, anche la punta *b* (mobile su guida conveniente, cui è unita con corda che va all'indicatore) si muoverà di moto rettilineo nelle proporzioni ridotte richieste, rispetto alla corsa dello stantuffo.

21. Norme per le esperienze all'indicatore. — Per tutti gli indicatori in genere si devono avere presenti nell'esperienza alcuni criterii di guida e di correzione che qui sommariamente accenniamo:

1.° *Lo stantuffo* dell'indicatore non deve sviluppare nel moto sensibili resistenze d'attrito; è bene assicurarsene movendolo a mano e svitando il coperchio del cilindro; le fughe però debbono essere con somma cura impedite, e particolarmente nelle esperienze sulle macchine a vapore a condensazione.

2.° *I rubinetti ed i tubi* di presa del vapore non avranno diametro troppo piccolo, nè presenteranno bruschi stringimenti di sezione o deviazioni, circostanze che modificano il valore esatto delle pressioni.

3.° *Per le molle spirali,* che sono l'organo più delicato dell'indicatore, dovrà essere verificata la scala delle flessioni prima e dopo l'esperienza, operando a freddo ed a caldo. Nel primo caso si ricorre a pesi diretti agenti sullo stantuffo dell'indicatore. Si preferisce però, nelle macchine termiche, sperimentare le molle a caldo, nelle condizioni di lavoro (c.ª 100°), perchè l'aumento di temperatura diminuisce la freccia. Brandt ha trovato che le differenze di pressione specifica nei due casi ponno salire fino al 5.9 %.

L'esperienza si fa collocando l'indicatore sovra un recipiente che comunichi colla caldaia e con un manometro ad aria libera; si fa allora tracciare una linea dalla punta dell'indicatore sul tamburo ad ogni aumento noto di pressione; poi, soppressa la comunicazione colla caldaia, si verifica, coll'abbassarsi delle pressioni nel recipiente, se le linee sieno ancora riprodotte allo stesso posto. Nella condensazione del vapore si discende così sotto l'atmosfera e la molla sarà allora esperimentata per trazione. Le pressioni si deducono dal manometro. Si potrà così verificare la proporzionalità delle flessioni alle pressioni.

4.° *La punta tracciante* (metallica, la carta essendo chimicamente preparata) deve sfiorare la carta senza attrito ed esser leggera perchè il peso, per inerzia, non dia luogo ad oscillazioni. L'attrito diminuisce queste oscillazioni, ma falsa le indicazioni del diagramma.

5.° *Il tamburo* deve essere ben centrato, il suo asse di rotazione parallelo al cilindro, e la carta sovra di esso ben tesa. È manovrato di solito con organi elastici, la cui elasticità però, per vincere l'inerzia del tamburo, è causa di ritardo iniziale e quindi di lieve accorciamento del diagramma. Questa differenza sarebbe compensata in senso inverso dalla lanciata del tamburo a fin di corsa; la quale è sensibile nelle macchine assai veloci, ma si rende minima col peso del tamburo e la robustezza della molla di richiamo.

6.° *Le corde di manovra* sono in canape (non elastica) o talvolta in fili metallici. Il loro moto deve essere regolare, diritto, senza scosse. La loro lunghezza si regola al principio dell'esperienza. Durante questa si allungano ed accorciano al bisogno colla disposizione della fig 51.

7.° *Sul diagramma* ottenuto, si correggono le oscillazioni della linea delle pressioni dipendenti dalle molle, col tracciarvi una linea media. La misura del lavoro ottiensi poi determinando l'ordinata media che nella scala della molla corrisponde alla pressione media. Questa ricerca è facilitata con regoli, squadre, parallelogrammi a linee articolate, ecc., e può essere effettuata col calcolo, e con planimetri. In generale, le cause alteratrici del diagramma concorrono nella loro somma a diminuire il valore

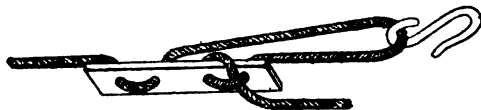



Fig. 51.

della pressione media di una quantità che può oscillare dal 3 al 5 %. Dalle applicazioni degli indicatori alle diverse macchine a fluido e dei risultati che se ne deducono sarà detto all'esame speciale di ciascuna.

22. Considerazioni generali sugli indicatori. — Dopo avere descritto nel numero precedente il tipo classico dell'indicatore, diamo alcune indicazioni che servono a valutare l'esattezza in genere degli indicatori, e che chiariscono la ragione dei varii tipi di indicatori semplici che vennero successivamente ideati.

Per valutare con esattezza i risultati di un diagramma importa (come dicemmo) determinare la tara delle molle, e la proporzionalità delle loro flessioni (a freddo e a caldo) agli sforzi di diversa intensità e direzione — il grado di precisione con cui è ottenuto il moto rettilineo della punta scrivente — la proporzionalità esatta (lineare) in ogni istante fra le flessioni della molla e gli spostamenti della punta — nonchè l'influenza dell'inerzia delle masse componenti le parti mobili dell'indicatore sulla flessione delle molle e le loro ondulazioni.

Il meccanismo di trasmissione d'un indicatore definisce in ogni istante il rapporto che esiste fra gli spazii percorsi dello stantuffo e quelli percorsi dalla punta. Mentre, per quel che riguarda il movimento rettilineo di queste, ottenuto coi sistemi articolati che risalgono al prg. di Watt e di Evans, si ha un grado di precisione sufficiente alla pratica, in modo meno preciso è però risoluto l'altro problema, pur necessario, che sia assolutamente costante il rapporto di amplificazione, o in altri termini fra gli spazi percorsi dallo stantuffo e dalla punta. Questa condizione è espressa dal fatto che se gli spazi percorsi dallo stantuffo si portano sull'asse x, e quelli della punta sull'asse y (ortogonali) l'equazione $y = f(x)$ rappresenti una retta. Questa proporzionalità richiederebbe che, in ogni posizione, i punti *caratteristici* del meccanismo di trasmissione dell'indicatore sieno in linea retta. E cioè nell'indicatore Richard (fig. 45) i punti $P b A$ sieno sempre in linea retta, condizione questa che può essere determinata anche per i successivi tipi di indicatore che si esamineranno in appresso, e che, come è ben noto, non viene soddisfatta in un modo assolutamente preciso.

Evidentemente il doppio problema di ottenere una sufficiente amplificazione del moto della punta e di mantenere una esatta proporzionalità fra moto dello stantuffo e della punta, non è facile a risolvere, sebbene i vari indicatori ne presentino tutti una soluzione, una diversa dall'altra, come vedremo. Una soluzione è stata proposta da Slaby coll'indicatore della fig. 52, realizzante una articolazione a pantografo sulla quale *F* è la punta tracciante ed *A* l'asta dello stantuffo dell'indicatore. Oltre alla rettilineità del moto di *F*, il rapporto di amplificazione è costante per essere i punti *E A F* in linea retta. Però questo meccanismo non è stato tradotto nella pratica.

Ogni tipo di indicatore permette però di dedurre, con un tracciato geometrico, il rapporto fra gli spazi reali percorsi dalla punta e quelli della articolazione unita allo stantuffo. Nei meccanismi noti questo rapporto è variabile; ma negli indicatori odierni (tanto nel Richard, come in quelli che ora esamineremo) le differenze massime oscillano dal 2 al 5 % e si mantengono perciò entro limiti tollerabili.

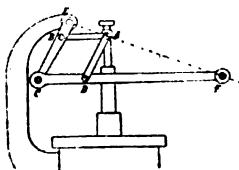



Fig. 52.

Lo studio geometrico degli indicatori ha anche una certa influenza sulla *tara* delle molle. È evidente che soltanto quando siasi giudicato dalla proporzionalità del moto, si potrà dagli spostamenti della punta tracciante dedurre la tara reale delle molle sotto un dato carico (agente per trazione o compressione o in date condizioni di temperatura); e si potrà riconoscere le variazioni che derivano da uno o dall'altro, separando i due effetti. In ogni caso una misura esatta dalla legge di flessione della molla si avrà solo dall'esperienza se facciasi uso di un indicatore a proporzionalità esatta come a fig. 52.

La *tara* delle molle viene fatta ordinariamente determinando le flessioni successive che esse presentano sotto carichi diversi e fissi. Si tratta quindi di determinazioni che hanno un carattere statico. La molla è collocata verticalmente sopra una specie di mensoletta; una spina di acciaio è fatta passare attraverso la molla provvista di un disco superiore che la preme dall'alto; alla parte inferiore della spina è applicato un attacco per fissare i pesi, disposto in modo che l'azione di questi abbia luogo sull'asse della spina. La molla è delimitata ai due estremi da un anello in bronzo di testa e di base. Su questi sono tracciate linee di riferimento che servono a misurare con un catetometro la lunghezza della molla sotto i vari carichi. Come si è detto, se esiste proporzionalità semplice fra carichi e flessioni, la linea che la rappresenta in coordinate ortogonali è una retta passante per l'origine.

Notevoli a questo riguardo sono le esperienze di Berndt; le quali tuttavia confermano che l'errore pratico nei diagrammi reali si riduce a quantità trascurabile.

Vi è però a notare che le condizioni delle prove statiche non corrispondono esattamente alle reali condizioni di azione di un indicatore. Le masse (molle ed organi annessi, fino alla punta tracciante) per quanto lievi, influiscono colla loro inerzia, deformando il profilo di un diagramma. Il fatto è noto da tempo; e, come vedremo, diverse forme di indicatori sono

state ideate allo scopo di diminuire le masse in moto, provocanti, per la loro inerzia, un ritardo nella punta ad obbedire alle pressioni del fluido, e oscillazioni della stessa che si traducono sul diagramma in linee ondulate.

L'intervento di queste masse ha suggerito al prof. Slaby un metodo di esperienza per determinare la flessione delle molle, che merita essere ricordato.

Egli osserva, giustamente, che il metodo ordinario di prova e verifica degli indicatori posa su un equilibrio statico, per cui la molla, che viene provata, viene lasciata qualche tempo sotto l'azione della pressione medesima; ma quando l'indicatore è utilizzato a dare un diagramma, in ogni istante si verifica un equilibrio *dinamico* (anche astrazion fatta del carico e scarico improvviso delle molle che ha luogo quasi in forma di urto) su cui influiscono le masse mobili, supposte ridotte allo stelo dello stantuffo dell'indicatore. La tara della molla si deduce in questa condizione di equilibrio dinamico nel seguente modo:

Se indicasi con m la massa costante formata da tutte le parti mobili di un indicatore, ridotta all'asse della molla, con s la flessione della molla sotto la pressione di 1 chg. per $^c/_m{}^2$, con a in $^c/_m{}^2$ la superficie dello stantuffo dell'indicatore e con t' la durata di un'oscillazione intera della molla per effetto di dette masse, si ha

$$t = 2\pi\sqrt{\frac{ms}{a}}\,;$$

se, come avviene d'ordinario, la massa m è piccola sì che la linea del diagramma presenti oscillazioni minime, si potrà aggiungere allo stelo una massa addizionale M; si avrà allora

$$t = 2\pi\sqrt{(m+M)\frac{s}{a}}$$

e le oscillazioni diverranno più ampie. La relazione dà modo di determinare od m od s; se si fanno due esperienze con diverse masse addizionali M_1 ed M_2 si avranno due relazioni per trovare insieme m od s. Se ora α è l'angolo di manovella che corrisponde ad una oscillazione intera della molla (angolo deducibile del diagramma) ad n il numero dei giri al minuto sarà:

$$\frac{tn}{60} = \frac{\alpha^0}{360}\,t = \frac{\alpha^0}{6n}$$

quindi

$$\left(\frac{\alpha^0}{n}\right)_1 = 12\pi\sqrt{(m+M_1)\frac{s}{a}} \qquad \left(\frac{\alpha^0}{n}\right)_2 = 12\pi\sqrt{(m+M_2)\frac{s}{a}}\,;$$

si potrà così ricavare m dalla

$$(\alpha^0/_n)_1 : (\alpha^0/_n) = \sqrt{m+M_1} : \sqrt{m+M_2}$$

quindi da una qualunque delle precedenti relazioni s, colla

$$s = \frac{a}{144\,\pi^2}\,\frac{(\alpha/_n)^2}{(m+M)}\,.$$

Questo valore che dà lo spostamento alla molla o la sua tara, si riporta poi sulla punta tracciante moltiplicandolo pel rapporto di amplificazione,

di cui si assume il valor medio. Tra il metodo statico ed il dinamico si riscontrano del resto differenze numeriche lievissime.

23. Tipi diversi di indicatori semplici. — Descriviamo ora alcuni dei tipi principali di indicatori venuti successivamente nell'uso.

Fig. 53.

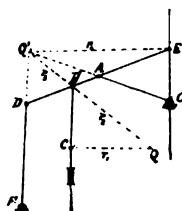
Le più semplici modificazioni portate al Richard. sono quelle di *Thompson* e *Casartelli*, intese a diminuire il peso degli organi in moto ed a modificare il meccanismo amplificatore della corsa sostituendolo con organi più leggieri.

Il meccanismo di guida Thompson è rappresentato nella fig. 53. C è l'articolazione unita allo stelo dello stantuffo dell'indicatore; FD, OA sono due bielle articolate a punti fissi in F ed O, DE è l'asta che porta in E la punta tracciante, collegata in B colla CB alla articolazione C. La condizione di proporzionalità richiede che, per qualunque posizione, i punti caratteristici dell'indicatore FCE sieno in linea retta. Ecco come può farsi, a titolo di esempio, lo studio geometrico di questo indicatore. Determinasi con costruzione geometrica in Q', il polo di istantanea rotazione della leva DAE e in Q il polo della BC; il rapporto di trasmissione fra la velocità di C che diciamo v_1, e quello di E che diciamo v_3, quando si dica v_2 la velocità di B, è dato da

Fig. 54.

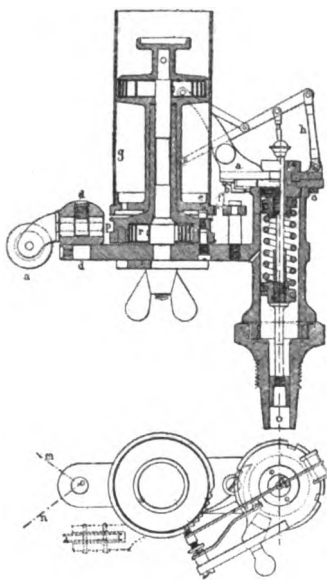
$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{QB}{QC} = \frac{r_2}{r_1}$$

$$\frac{v_3}{v_2} = \frac{Q'E}{Q'B} = \frac{r_3}{r_4}$$

cioè

$$\frac{v_3}{v_1} = \frac{r_2 \, r_4}{r_1 \, r_3}.$$

Questo rapporto $\frac{v_3}{v_1}$ è il rapporto di amplificazione, e dovrebbe essere costante. Esso però oscilla nelle varie posizioni da 1 a 3 %.

La guida Thompson è stata adottata, con leggera variante, nell'*indicatore Rosenkranz* che è di largo uso (fig. 54). In esso il prg. di forma speciale, ed assai leggero, è sostenuto da una placca *a* sul cappello del cilindro, allo scopo di allontanare od avvicinare la punta rispetto al tamburo; la puleggia di guida della corda è girevole su *dd*, in modo da render possibile l'avvolgimento della corda su *p* in un senso o nell'altro, secondo che l'indicatore sia davanti o dietro il cilindro. Il tamburo *g* della carta è così costrutto da poterne arrestare il moto senza toccare la corda. A tale scopo la puleggia *p*, su cui essa si avvolge, provvista d'una

molla *r*, è indipendente dal tamburo che essa conduce colla vite *e*. Quando il tamburo è all'estremo di corsa viene arrestato da *f*, e la puleggia continua il moto alternato tenendo sempre la corda tesa. La dettagliata descrizione del Richard ci dispensa dall'entrare in maggiori dettagli sulla fig. 54.

Quanto allo schema del meccanismo di trasmissione ed amplificazione, veggasi la fig. 55. *E* è la punta scrivente; la condizione di regolare funzionamento è che nelle varie posizioni i punti *F*, *C*, *E* sieno in linea retta.

Nel caso di *assai elevate pressioni* riesce difficile l'avere molle speciali abbastanza rigide, e il farne la verifica. In tal caso *Riedler* ha proposto di proporzionare la sezione dello stantuffo *o* dell'indicatore (fig. 54) diminuendola col crescere della pressione in guisa da utilizzare quel numero di molle che ogni indicatore possiede e per ciascuna delle quali è dato il massimo sforzo conveniente. Tal mezzo può essere applicato anche a indicatori d'altri tipi, ma occorre, come nel Rosenkranz, avere cilindri e stantuffi d ricambio. Così, se si possiedono

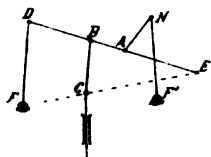



Fig. 55.

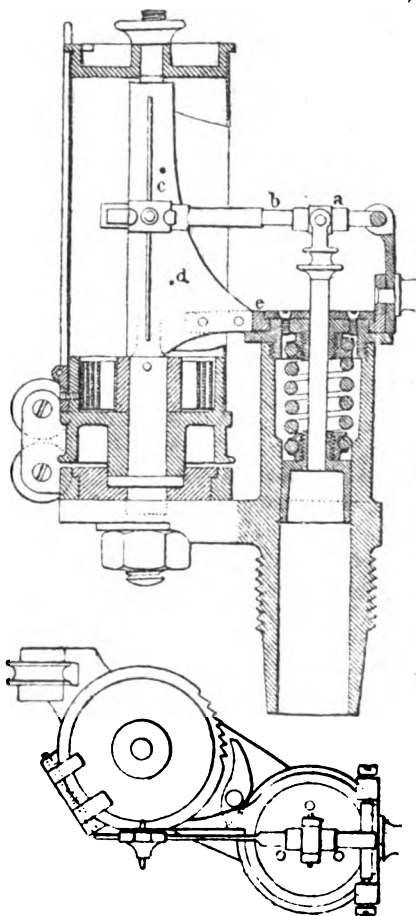



Fig. 56.

molle di 2, 5, 8, 15 kg. per un apparecchio avente lo stantuffo di 20 $^m/_m$ di diametro, riducendo le sezioni nel rapporto di $^1/_{2,5}$ a $^1/_6$ si ha

Diametro stantuffo	$^m/_m$ 20	12.66	8.17
Rapporto delle sezioni	1	1 : 2 . 5	1:6
	2	5	12
Pressioni in kg.	5	12.5	30
per $^c/_m{}^2$.	8	20	48
	15	37	90

Sono noti anche altri tipi di indicatori che diversificano nei dettagli dai precedenti. Così dicasi dell'*indicatore Darke* di costruzione assai leggera e adatto per macchine veloci, rappresentato dalla fig. 56. Il si-

stema differisce dai precedenti pel modo di amplificazione della corsa, e per la guida rettilinea al movimento della punta tracciante, poichè la punta è applicata ad un perno scorrevole nella scanalatura orizzontale di *b* e nella scanalatura verticale di *c d* — dell'*indicatore Martin* che differisce nel movimento del tamburo che è a vite perpetua, la puleggia *p* della fig 45 essendo trasformata in una ruota elicoidale che ingrana colla vite — e infine dell'*indicatore Kenyon* nel quale è soppresso il cilindro e lo stantuffo, e lo spostamento si ottiene unendo al punto di applicazione

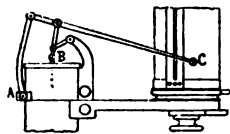
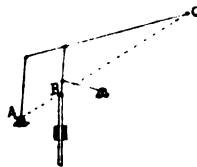



Fig. 57. Fig. 58.

dello stelo negli altri indicatori l'estremo mobile delle molle ovali che caratterizzano i manometri Bourdon, dentro le quali si fa agire il fluido.

L'indicatore Crosby è rappresentato nella fig. 57; esso permette grande diminuzione del peso delle parti dotate di moto alternato, ma soddisfa in modo imperfetto alla legge di proporzionalità, in quanto i punti *A B C* non sono in linea retta, come invece avverrebbe se la disposizione del meccanismo fosse quella della fig. 58.

Le fig. 59 e 60 rappresentano gli indicatori Tabor ed Innes, da poco usati in Inghilterra; il primo è analogo al Darke.

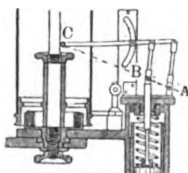
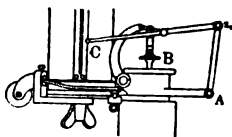



Fig. 59. Fig. 60.

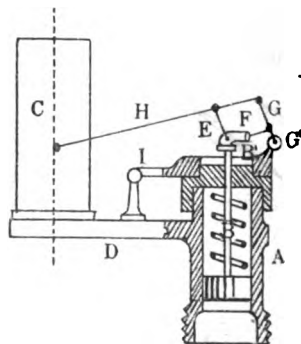



Fig. 61.

L'indicatore Hall Brown cerca ottenere, mediante un sistema di trasmissione diverso che negli ordinari indicatori, il moto rettilineo esatto della punta e l'esatta proporzionalità fra lo spostamento dello stantuffo e quello della punta tracciante. La fig. 61 ne indica lo schema. *A* è il cilindro dell'indicatore, *B* la molla e *C* il tamburo a carta sostenuto dal sopporto *D* che è d'un pezzo col cilindro. La guida rettilinea della punta è ottenuta con due leve *H, G,* collegate allo stelo con due leve articolate *EF*; la leva *G* ha il proprio fulcro in G_1 unito alla piastra *I* girevole sull'asse del cilindro dell'indicatore.

L'indicatore *Kinnell* (fig. 62) si differenzia dagli ordinarii pel fatto che la molla, anzichè essere interna al cilindro *A*, è esterna e collocata in *a* sul prolungamento dello stelo. Ciò rende assai facile il ricambio della

molla allo scopo di poter adoperare l'indicatore per pressioni di lavoro molto diverse. Può essere anche così sorvegliato il funzionare della molla lungo la prova, per riconoscere quale influenza esso abbia sullo svolgimento dei diagrammi.

Fig. 62.

Senza pronunciarsi sul valore pratico citiamo infine l'indicatore semplice ideato dal prof. *Sweet*, il quale si stacca nella disposizione dagli indicatori ordinarii a tamburo girevole (fig. 63). La carta è adattata ad una piastrella arcuata *G* che può ricevere moto rigido alternato o rettilineo, con biella dalla testa a croce, applicando, si intende, i meccanismi di riduzione conveniente, secondo gli schemi conosciuti. La rigidità della trasmissione permette di far uso dell'indicatore anche con alte velocità; la carta è trattenuta sul segmento arcuato mediante molle di forma conve-

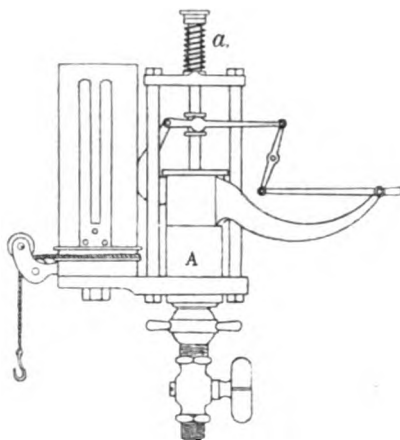
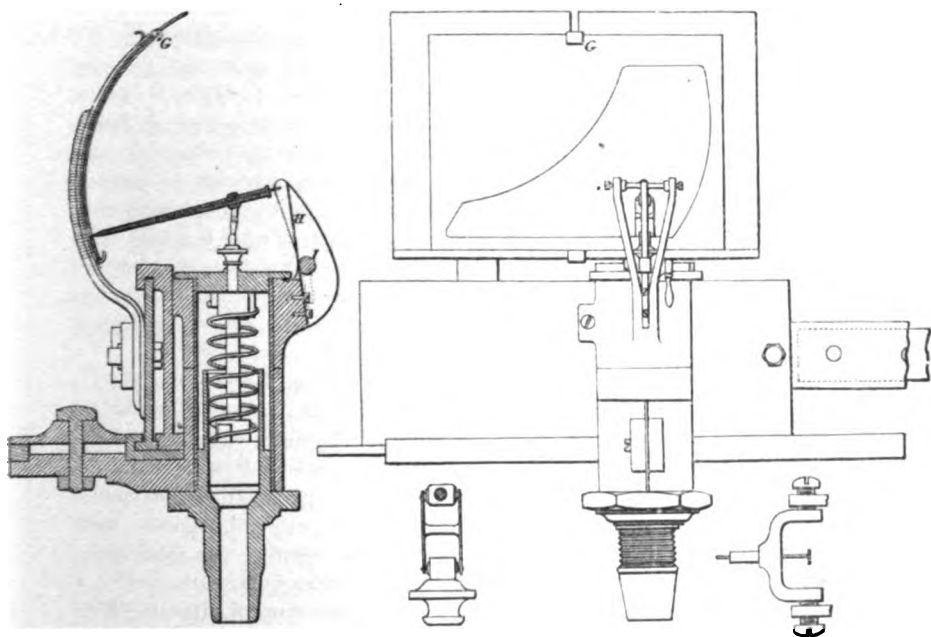
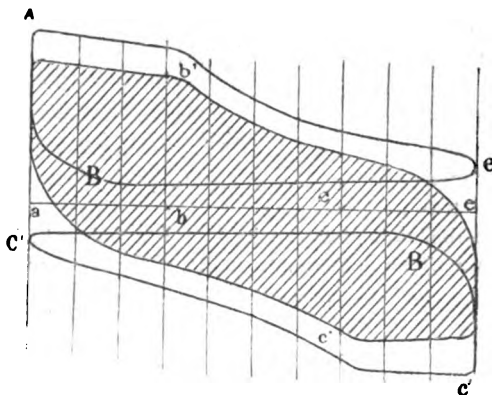



Fig. 63.

niente, e per fissarla si richiede un tempo molto minore che coi tamburi girevoli; si colloca l'orlo inferiore di questa nel canaletto di fondo, e si aggancia l'attacco *G* sull'orlo superiore.

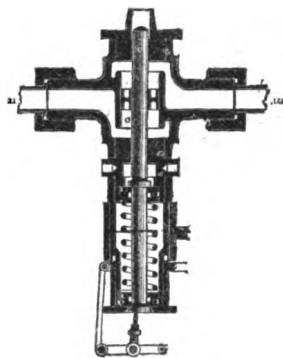
La punta ha un moto circolare; il braccio che la costituisce è formato da un tubo del diametro esterno di mm. 1.50 traverso il cui centro passa la punta tracciante (filo di rame del diametro di mm. 0.06). La pressione sulla punta è ottenuta colla molla *H*, forzata contro essa dalla cannuccia *I*. Tale pressione perciò è fatta agire con intensità conveniente secondo le molle, ed è indipendente dalla registrazione a mano fatta dall'operatore. La punta si muove su un arco di 60°, percorrendone però 7° $^1/_2$ sotto l'orizzontale, e 52° $^1/_2$ sopra la orizzontale; la punta riceve moto quasi esattamente uniforme, e ogni variazione riescirebbe appena percettibile anche se amplificato il moto di 12 volte. L'esperienza avrebbe provato che, con questo indicatore, si desumono, a 350 giri, diagrammi altrettanto esatti quanto quelli ottenuti col Richard a 200 e col Thompson a 250.

Fig. 64.

Può avvenire il caso che si debbano impiegare in una prova *più indicatori*, la cui azione deve avvenire per tutti contemporaneamente, come ad esempio, se si tratta di eseguire esperienze su un motore a vapore ad espansione tripla, nel qual caso possono trovarsi in azione 6 indicatori ad un tempo. L'applicare un operatore ad ogni indicatore, oltre che render costosa l'esperienza, non assicura la contemporaneità del momento in cui tutte le punte comincino il loro tracciamento; per ottenere tale scopo, con l'azione contemporanea di tutte le punte traccianti dal principio alla fine, Koraris ha ideato una disposizione elettrica per cui un operatore solo facendo passare una corrente in un circuito che collega tutti gli indicatori, può far aderire tutte le punte nello stesso tempo al tamburo di carta, o, se occorre, ritirarle.

Indicatore differenziale Schaeffer e Budemberg. Nelle macchine a stantuffo a doppio effetto l'indicatore fornisce il diagramma delle pressioni su una faccia dello stantuffo, il che si ritiene sufficiente, supponendo che sull'altra faccia le fasi si riproducano nello stesso modo. Però, non potendosi in genere ritenere verificata tale ipotesi, si prendono i diagrammi sulle due faccie. Il *diagramma vero* del lavoro per ogni doppia corsa compiuta dallo stantuffo, si ottiene in seguito disponendo i due diagrammi isolati, ottenuti per ciascuna faccia, in senso inverso l'uno sotto l'altro e sommandone le aree, come è indicato per il diagramma d'una macchina a vapore nella fig. 64, dove *ae* è la linea delle pressioni nulle, *AcB* è il diagramma ottenuto nella fase di andata, *C Bc'* nella fase di ritorno. Si portano allora le contropressioni *b* (che producono sugli stantuffi al loro ritorno un lavoro negativo) in *b'*, e le contropressioni *c* in *c'*. Il diagramma vero totale, che rappresenta il lavoro per ogni doppia corsa,

risulta dall'area tratteggiata e si compone di due parti, una per ogni faccia, separate dalla linea *a e*. Il tracciamento del diagramma vero è indipendente dalla forma speciale di ciascuno dei due diagrammi ottenuti. Questo diagramma vero è direttamente ottenuto coll'*indicatore differenziale.*

Fig. 65.

L'indicatore è collocato sulla macchina come alla dispos.° 3 della fig. 47, ed il cilindro dell'indicatore, che nel resto è uguale agli altri tipi prende la forma della fig. 65: *o* stantuffo dell'indicatore comunicante colle due parti del cilindro mediante i tubi *m* ed m_1; la molla (che, per la forma speciale del suo attacco allo stelo, è sempre compressa) risente uno spostamento che è proporzionale alla differenza delle pressioni agenti sulle due faccie dello stantuffo della macchina. Quando la deviazione di sinistra *m* sia chiusa, l'indicatore agisce come un indicatore ordinario. Il diagramma vero offre però un interesse limitato nello studio delle macchine, non potendosi in esso riconoscere le varie fasi di azione del fluido. È a notare che le indicazioni dell'apparato differenziale sono indipendenti dalle variazioni della pressione atmosferica.

24. *Indicatori continui.* — Coi precedenti indicatori si ha il diagramma del lavoro per ogni corsa semplice o doppia corsa della macchina. Per avere diagrammi corrispondenti a corse successive occorre cambiare il foglio di carta sul tamburo. Tali diagrammi si rilevano a periodi intermittenti durante il funzionamento della macchina. Per avere il tracciamento del diagramma corrispondente ai colpi successivi della macchina in *modo continuo* si sono ideate trasformazioni proprie negli indicatori, per cui essi prendono nome di *indicatori continui.* Le modificazioni riguardano il tamburo su cui si avvolge la carta, e sono di due tipi a carta mobile o a tamburo spostabile; detti tamburi ponno anche applicarsi agli indicatori comuni.

Tamburo Richardson a carta mobile. Il principio su cui riposa è il seguente: sul tamburo è avvolta una carta continua la quale può scorrere sovra di esso intermittentemente a dati intervalli, in guisa da spostare, uno rispetto all'altro, i diagrammi successivi. La fig. 66 dà la parte superiore del tamburo nell'indicatore di Richardson, e la sezione di questo; il resto dell'apparecchio è come negli indicatori comuni. Il tamburo *t* contiene un rullo di svolgimento ed uno di avvolgimento della carta: questa avvolta sul rullo alimentatore *a* passa fra i rulli *b* e *c*, inviluppa il tamburo e si riavvolge sull'asse interno *e*, ripassando fra i rulli b_1 e c_1. Le molle *d* premono i rulli *c c'* sulla parete del tamburo. L'asse *e* porta la ruota *f*, sotto la quale è una molla che fa da freno ed impedisce all'asse *e* di esser libero; *f* ingrana con *k* folle sull'asse cavo del disco *g k*, provvisto sul contorno di denti d'arresto a riposo; nella rosetta *h* è contenuto un arresto a molla. Se *g* è tenuto fisso dall'arpione *l* (che è unito alla parte mobile dell'indicatore e cioè al tamburo) e se il tamburo *t* gira nel

senso della freccia x, la ruota f, girando intorno a k, che è trattenuto dall'arresto in h, sarà obbligata a girare su sè stessa ed avvolgerà una certa lunghezza di carta C, che si aggiungerà alla corsa del tamburo B. Metà del diagramma (senso x) sarà tracciata di lunghezza $A = B + C$. Nel ritorno (senso di moto della freccia y) la f, trattenuta dal proprio freno, trascina k, che l'arresto lascia libera in questo senso; la carta rimane immobile sul tamburo ed il diagramma tracciato nella fase di ritorno avrà la lunghezza B. Se il moto fosse invertito la fase di andata sarebbe compiuta colla corsa B, quella di ritorno colla $B + C$. Prendendo a considerare il primo caso applicato all'esempio d'una macchina a vapore in cui a sia il periodo di introduzione e b di compressione, il diagramma trac-

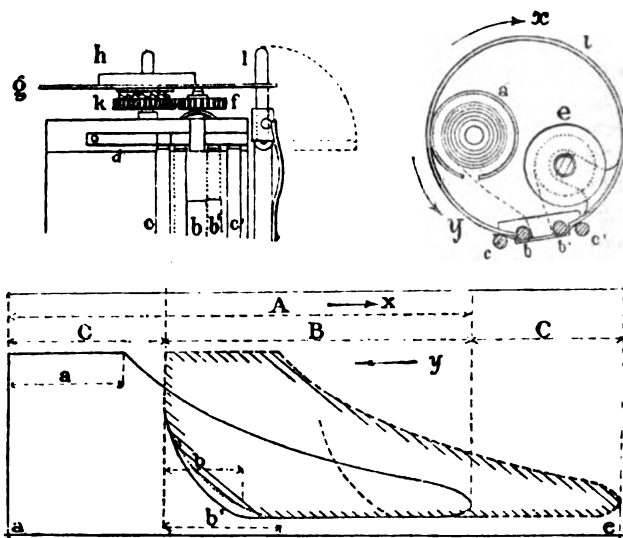



Fig. 66.

ciato sulla carta prende la forma continua indicata nella fig. 66. Da esso può cavarsi la serie dei diagrammi ordinari esatti riducendo le fasi in a o b alla stessa lunghezza; cioè b diventa b' essendo $\frac{b}{B} = \frac{b'}{A}$. Si rettifica così la fase di compressione ottenendosi il diagramma tratteggiato per una corsa del tamburo di $A = B + C$.

Altro tipo di indicatore nel quale, mediante un meccanismo ingegnoso, il tamburo ha un moto di rotazione continuo derivato dal moto rettilineo alternato dello stantuffo, è il *Guinotte*. La carta, proveniente da un rullo di svolgimento, si avvolge in modo continuo sul tamburo e la punta traccia pure sopra di essa una linea continua. Il solo inconveniente è che i diagrammi successivi aumentano di lunghezza, poichè grado a grado, cresce il diametro del tamburo motore che è animato da una costante velocità angolare.

Maggior comodità di manovra offrono gli indicatori continui a tamburo spostabile verticalmente richiedenti una correzione più agevole del diagramma; così dicasi del *tamburo Rosenkranz:* fig. 67.

L'asse del tamburo filettato nella sua parte superiore riceve una lunga madrevite *M* in acciaio, esternamente alla quale sono intagliati denti longitudinali. Un nottolino *A* fisso alla scatola della molla di richiamo del tamburo si inserisce fra di essi. Un arresto *G*, opposto ad *A*, è fisso al coperchio del cilindro mobile *P*. Se il tamburo *T* gira in modo che l'arresto *G* retrogradi, la madrevite *M* trattenuta da *A* rimane fissa e *P* gira con *T*. Ma. nella fase di ritorno, *G* si innesta fra i denti *M* e lo fa girare nel senso che è permesso dal nottolino *A*. *M* allora si eleva lungo la vite trascinando *P*, e questo avviene ad ogni doppia corsa del tamburo; si ottengono così tanti diagrammi sovrapposti spostati verticalmente di quasi il passo di *M*. Per iniziare una operazione il sistema si mette a posto levando *P* e facendo discendere *M* a mano. Se si sopprime il moto ascen-

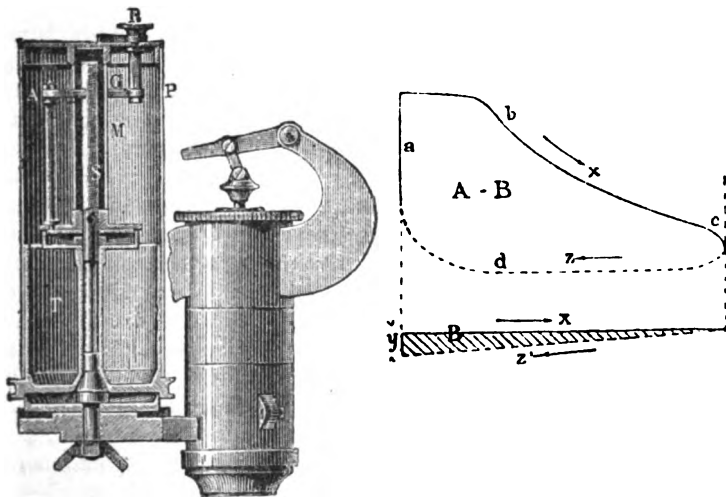



Fig. 67.

sionale di *P* col togliere *G*, l'indicatore diventa ordinario. La metà curva del diagramma, quella cioè tracciata nel periodo di sollevamento, deve esser corretta. Se, per esempio, la parte inferiore si è spostata rispetto alla vera linea *c d a* nella direzione z_1 rispetto all'orizzonte z, dall'area *A* del diagramma ottenuto si dovrà togliere l'area *B* tratteggiata. La base di questa, *y*, dipende dal passo di *S*, e l'altezza dalla corsa del tamburo.

25. *Gli indicatori integratori* forniscono, con una semplice lettura o con breve calcolo, il lavoro totale in un dato tempo. Se ne conoscono alcuni tipi; ma la pratica non ha ancora dato sul loro uso un giudizio definitivo; sono ancora deficienti, tanto il grado di semplicità desiderabile, come la facilità e la sicurezza di manovra.

Due dei principali sono costituiti dalle disposizioni *Asthon* e *Puplus*. Il principio su cui esse riposano è identico ed è lo stesso di quello indicato al n.° 15, pei dinamometri integratori. Differiscono costruttivamente per essere nel Puplus la disposizione più concentrata.

La fig. 68 ci dà la sezione dell'indicatore *Asthon*, che trovasi con tutti i suoi vari organi racchiuso in una cassettina metallica provveduta all'estremo di un quadrante, il quale dà le indicazioni necessarie. Il cilindro A dell'indicatore è messo in comunicazione, mediante le prese d ed e, colle due estremità nel cilindro; funziona perciò come un cilindro di indicatore differenziale. L'asta P dello stantuffo prolungantesi superiormente ed unita alla molla spirale h, si muove in un senso o nell'altro lungo il proprio asse proporzionatamente alla differenza di pressione sulle due facce di P. (Nel tipo Puplus la molla è inferiore ed è sempre tesa; in questo è tesa soltanto nel modo di discesa di P.) L'asta P porta il rullo q ed il lungo rocchetto k.

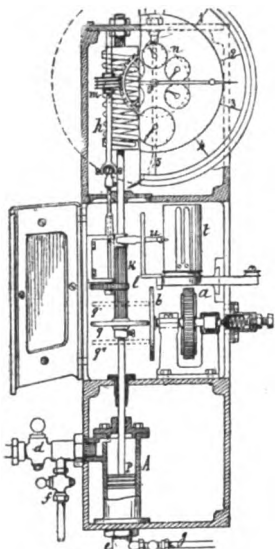



Fig. 68.

Il rullo q preme contro il disco b, cui è trasmesso il moto alternativo dello stantuffo della macchina (dalla testa a croce), e in un rapporto costante, colla ruota a comandata da un sistema di ruote dentate o da dentiera. Talvolta, alla ruota dentata a è sostituita una puleggia su cui si avvolge una corda di comando: la puleggia non essendo allora manovrata con organi rigidi, è provvista di molla interna di richiamo pel ritorno ($t\,u$ è un accessorio dell'apparecchio, formato da un cilindro di indicatore ordinario, dal quale si può avere un ***diagramma vero***). Se le pressioni su P si equilibrano, il lavoro della macchina è nullo, e q resta immobile sul centro di b; ma, ove l'equilibrio sia rotto, q si sposta in q' o q'' e girerà quindi con velocità proporzionale alla distanza x del centro di b, cioè proporzionale alla pressione effettiva.

Il rocchetto k, malgrado gli spostamenti di q al quale è unito, rimane sempre ingranato col rocchetto l a cagione della propria lunghezza; quindi, colla trasmissione a vite perpetua $m\,n$, il numero dei giri di q viene registrato, mediante il contatore provvisto di quadrante esterno.

Pel principio svolto al n.° 15, il numero n dei giri compiuti da q è proporzionale al lavoro; sarà cioè: lavoro = cost. n.

Se ϱ il rapporto fra la corsa dello stantuffo e lo spostamento alla periferia di a; r ed r_1 i raggi di a e b, per ogni metro di corsa sarà lo spazio percorso alla periferia di b dato da $(r : r_1)\ \varrho$. Ora, se sotto una pressione data di p chg.[1] al $^c/_m{}^2$ in una data molla h, q si sposta di x, lo spazio percorso alla periferia della rulletta q, per ogni metro di corsa nello stantuffo della macchina, sarà $(x : r)\ (r : r_1)\ \varrho$; se $^1/\mu$ è il rapporto del moto di orologeria, cioè tra lo spostamento alla periferia di q, e quello dell'indice del contatore, questo percorre sul quadrante uno spazio $(x : r)\ (r : r_1)\ .\ \varrho\ .\ ^1/\mu$. Le graduazioni del quadrante possono quindi esser tali — ***per una data molla*** — da indicare senz'altro il numero dei Kgm.

Suppongasi: che a e b abbiano eguale diametro e la loro circonferenza sia eguale alla corsa dello stantuffo della macchina: che una pressione effettiva di 5 kg. per *centimetro circolare* faccia passare q in q_1 alla metà di b; allora, per un metro di corsa dello stantuffo, la rulletta svilupperà metri 0.5. Se, pel moto d'orologeria, l'indice descrive $^1/_{25}$ della circonferenza di q esso percorre 2 $^c/_m$, che rappresentano il lavoro motore di 5 kgm. per cm. di sezione circolare dello stantuffo. In tali apparecchi ogni divisione del quadrante dà ord.° 10 kgm., e 100 kgm. in un giro intero dell'indice e per centimetro circolare dello stantuffo.

Se ora n è il numero letto sul quadrante, D il diametro in $^c/_m$ dello stantuffo, m il numero dei primi dell'esperienza, il lavoro è

$$\left.\begin{array}{l} \text{in kgm.}: 10\, n\,.\,D: \text{ in cavalli al } 1'',\ N = \dfrac{10\,.\,n\,.\,D^2}{75\,.\,60\,.\,m} = \dfrac{n}{450\,.\,m} D^2 \\ \text{e per 10 ore}: N_t = \dfrac{n}{450\,.\,600} D^2 = k(n), \qquad k = \text{cost.} \end{array}\right\} \quad (23)$$

Se la circonferenza di a non è uguale alla corsa dello stantuffo motore e c è la corsa di a, C quella dello stantuffo, la costante k diventa $k(C:c)$.

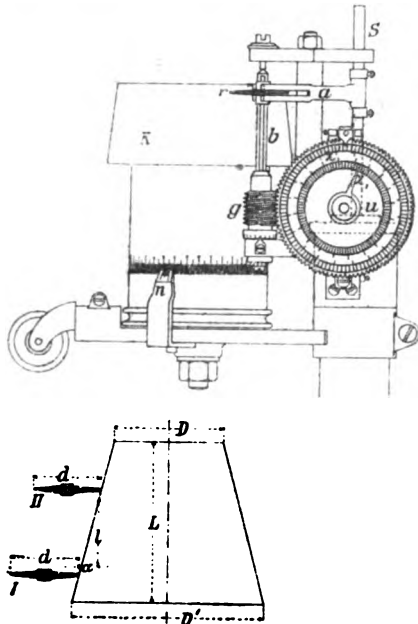
Il raggio di a ($= r$), perchè in ogni giro dell'indice si abbiano 100 kgm. si trova colla

$$r\,(\text{metri}) = \frac{200\,.\,k\,.\,m\,d^2}{2.3{,}14\,.\,p\,.\,q\,.\,l N} \quad (24)$$

dove (V. fig. 68) $k =$ numero dei denti sul pignone lungo, $m =$ numero spire della vite perpetua, $d =$ diametro dello stantuffo P in $^c/_m$, $p =$ pressione che inflette la molla di 1 $^c/_m$, $q =$ diametro della rulletta, $l =$ numero dei denti della ruota l, $N =$ numero dei denti di n.

Fig. 69.

Accenniamo infine all' *indicatore integratore di Hlawatschek*, così costruito da allontanarsi di poco dalle forme ordinarie (fig. 69).

Sul tamburo oscillante è applicato un tronco di cono K contro cui una rulletta r è mantenuta a contatto, con molla; la rulletta è spostabile lungo il fuso b, ed è tenuta dalla forchetta a unita allo stelo S dello stantuffo dell'indicatore, movendosi su e giù con questo di quantità che varia a seconda della pressione. La vite perpetua g montata su b ingrana con due ruote u conassiche, l'una avente 100 e l'altra 101 denti. L'indice x dà il numero dei giri fino a 100 di r, l'indice x_1 fino a 10000. L'angolo di oscillazione del tamburo

conico, comandato dalla macchina nel modo ordinario, è misurato da un nonio (n).

Per ogni oscillazione avanti e indietro di K si consideri una media posizione della rotella cui corrisponde la pressione media p_m del fluido nel cilindro, e a cui corrisponderebbe, su questo diametro ipotetico intermedio, il numero dei giri della rotella: sia d il diametro di r, n ed n_1 il numero delle rotazioni pel moto avanti e indietro del tronco di cono K, ed l la corsa verticale di r corrispondente ad 1 kg. di pressione per $c/_m{}^2$. La differenza α dei raggi corrispondenti all'intervallo l, si ha colla

$$\alpha : l = {}^1/_2\,(D^1 - D) : L$$

quindi

$$\alpha = (D^1 - D)\,l : 2\,L.$$

Se il numero totale di rotazioni di r dato dai quadranti nelle oscillazioni del tamburo è $u = n - n_1$ e φ l'angolo di oscillazione di K (che sul raggio 1 sia φ^0) si ha:

$$\left.\begin{aligned} n\,\pi\,d &= \varphi\,\alpha\,p_m \quad \text{e per} \quad \varphi = \varphi^0\,\frac{2\pi}{360}, \\ p_m &= \frac{d\,.\,360\,u}{2\varphi^0\,\alpha} = \frac{360\,.\,d\,.\,L\,.\,u}{\varphi^0\,(D' - D)\,l}. \end{aligned}\right\} \tag{25}$$

Se F è l'area dello stantuffo della macchina, S la corsa, il lavoro in kgm. per una corsa è: FSp_m; e, per una esperienza di T secondi, durante la quale la rotella ha fatto U giri, sarà il lavoro $2p_m\,F.S.U$, quando la macchina sia a doppio effetto, quindi il numero dei cavalli al 1'' è

$$N = \frac{2\,.\,360\,.\,d\,.\,L}{75\,(D_1 - D)}\,\frac{1}{l}\,\frac{1}{\varphi^0}\,\frac{U.F.S}{T} = \text{cost.}\,\frac{1}{l}\,.\,\frac{1}{\varphi^0}\,\frac{UFS}{T}\,. \tag{26}$$

Per ogni molla e per ogni macchina ad esperimentare anche $\frac{1}{l}$ ed $\frac{1}{\varphi^0}$ sono costanti. La resistenza d'attrito della rotella a scorrere sul cono non sembra produrre alterazioni apprezzabili sull'esattezza della misura del lavoro.

MACCHINE MOTRICI.

CAPITOLO III.

I MOTORI ANIMATI ED I MECCANISMI RELATIVI

§ 1.

I MOTORI ANIMATI IN GENERALE.

1. I motori animati sotto il riguardo dinamico e cinematico. — Malgrado sia naturale tendenza del progresso sociale, per ragioni di civiltà e di interesse, il restringere l'applicazione degli esseri animati (uomini, cavalli, buoi, ecc.) quali sorgenti di lavoro motore industriale, assai spesso, tuttavia, le condizioni speciali di luogo (lavori agricoli od in località poco accessibili) o di durata e di intermittenza del lavoro ne rendono l'impiego conveniente o necessario. Un essere animato, considerato sotto l'aspetto fisico e meccanico, è una sorgente continua di calore, od in altre parole, un vero focolare termico, ed agisce come un vero motore. Non può però dedursi senz'altro che l'essere animato sia una macchina termica nel senso comunemente accettato. Sono ignoti infatto i fenomeni interni (fenomeni nervosi, elettrici, ecc.?) da cui dipendono le energie muscolari che il calore non determina direttamente: ma non è per questo meno vero che il calore è la precipua manifestazione esterna cui dieno luogo le combinazioni chimiche che avvengono nell'organismo.

E più precisamente: se si considera la respirazione (combustione) come il solo fatto donde ha origine l'energia chimica per cui l'essere animato vive e può produrre lavoro, si può stabilire la seguente legge: *che l'essere animato produce un lavoro meccanico il quale corrisponde, giusta la legge di equivalenza tra il lavoro ed il calore* (1 *caloria* = 425 *Kgm*), *a quello del calore che potrebbe essere prodotto dalla combustione dell'ossigeno aspirato, meno quell'aumento di calore che durante il lavoro può riscontrarsi nell'organismo.*

Le esperienze calorimetriche confermano questo principio, il quale ci dice che il calore, non apparente durante il lavoro e che pur dovrebbe prodursi, viene a trasformarsi internamente in quella energia ignota che determina le contrazioni muscolari. Esso spiega anche il fatto, apparentemente contradditorio, per cui durante il lavoro si verifica nell'essere un aumento di calore (che si manifesta nel sudore, ecc.), perchè appunto allora la respirazione si fa più attiva. Le forze interne istintive per cui,

al lavoro che si produce od al compenso richiesto dai disperdimenti durante il riposo, si proporziona l'attività della respirazione, costituiscono il *sistema regolatore* della macchina animata. La quale è però di tal specie che non può l'uomo nè modificare nè perfezionare: esso può solo dedurre dall'esperienza le norme per cui il lavoro da essa prodotto possa assumere un valore massimo.

Più interessante e più pratico riesce il domandare come cinematicamente funzioni l'essere vivente, ed a quale specie di meccanismi ad organi rigidi possa paragonarsi. Sotto tale riguardo è a notare che l'essere organizzato può funzionare quale *macchina completa* per sè (come nel camminar semplice, nel trasporto dai pesi); spesso però una parte del corpo è collegata ad un meccanismo che essa anima, in guisa da costituire col medesimo un collegamento cinematico, come può avvenire tra un motore ed una operatrice qualunque. Nel primo caso l'essere animato costituisce un *arpionismo* paragonabile all'arpionismo Lagarousse, nel secondo caso può formare un *arpionismo od un manovellismo;* ma quest'ultima forma si esplica esclusivamente nel motore uomo, come concede la costituzione delle sue membra, l'influsso dell'intelligenza e della volontà.

2. Il lavoro dei motori animati; condizioni del massimo effetto. — Il lavoro che può essere fornito dai motori animati dipende dallo sforzo che ponno sviluppare, dalla velocità del punto di applicazione del medesimo, e dalla durata per cui può aver luogo. Queste circostanze sono legate, non soltanto alle condizioni dell'individuo — come la qualità del nutrimento, l'età, la salute, il bisogno di interruzione e di riposo per ricostituire le forze, il tedio che accompagna la monotonia del lavoro, ecc. — ma ancora al modo col quale si fa sviluppare detto lavoro nell'accoppiamento del motore ad un organo meccanico; poichè, non tutte le forme di tale accoppiamento nè i rapporti relativi, concedono lo sviluppo della stessa forza muscolare alla stessa velocità e per lo stesso periodo di tempo.

In generale, per ogni essere animato, nelle condizioni più opportune allo sviluppo del lavoro, di salute e di vigoria fisica, vi ha luogo a considerare un *lavoro giornaliero massimo,* ottenuto collo sviluppo durante t ore (continue o intermittenti) di uno sforzo medio K con velocità c. Le necessità della vita svolgendosi d'ordinario in modo periodico per ogni giornata di 24 ore, la norma per la misura della quantità totale di lavoro di questi motori, non può ottenersi che dalla quantità del medesimo che giornalmente si ottiene: la quale soltanto può essere elemento di confronto fra i vari tipi, a parte le circostanze economiche del loro mantenimento.

Il lavoro motore giornaliero massimo L_g che può essere sviluppato da un essere animato, nelle migliori condizioni di applicazione, sarà

$$L_g = 3600 \,.\, K \,.\, c \,.\, t. \qquad (1)$$

La durata più propria del lavoro effettivo giornaliero manuale è stata fin qui dagli autori ritenuta di 8 ore ($t = 8$, valore eccessivo, come si vedrà in appresso); ed in tal caso i valori di K e c più favorevoli per le varie categorie di motori animati (valori massimi, e variabili colla na-

tura del meccanismo cui il motore è applicato e non toccati dalla pratica che in casi eccezionali) sono dati dal seguente specchio:

Natura del motore	t ore	K kg.	c m.	L_g kgm.	kgm. al 1" dur.ª 8 ore	Peso del motore in kg.
Uomo	8	12	0.70	241.900	8,40	70
Cavallo . . .	8	50	1.10	1.584.000	55	375
Bue.	8	60	0.6	1.296.000	36	330
Asino	8	30	0.8	864.000	24	180
Mulo	8	45	1.0	1.296.000	45	250

Il rapporto fra L_g (1) ed il costo giornaliero d'un motore animato (il quale comprenda il costo di mantenimento, ed il fitto o l'ammortizzazione che per esso si paga) stabilisce la convenienza del relativo impiego in ogni caso speciale.

Però, nello sviluppo effettivo del lavoro, non sempre gli elementi K, t e c possono essere tenuti eguali a quelli della tabella; l'esperienza proverebbe che, variando t e c, si ottiene un valore di K per cui il nuovo L_g riesce minore. Se indichiamo con v (metri) la nuova velocità, e con z (in ore) la nuova durata del lavoro, si conoscono due formole empiriche le quali forniscono il valore del nuovo sforzo P in funzione di K, t e c. Esse sono:

$$\text{Formola di Gerstner} \quad P = K(2 - {}^v/_c)(2 - {}^z/_t) \tag{2}$$

$$\text{„ „ Maschek} \quad P = K(3 - {}^v/_c - {}^z/_t) \tag{3}$$

Nelle nuove condizioni sarà $L'_g = P \cdot v \cdot z$.

Le formole (2) e (3) concordano nel significare che il valore massimo del lavoro giornaliero è dato da L_g. Infatti se richiedesi da esse quale sia la condizione per cui ($L'_g : L_g$ sia massimo, si verifica facilmente, posto ${}^v/_c = x$ e ${}^z/_t = y$, col differenziare detto rapporto, espresso tanto colla (2) che colla (3), rispetto ad x e ad y, che la condizione del massimo è appunto $L'_g : L_g = 1$, cioè $L'_g = L_g$.

La (2) dà come limiti di v e z risp.ᵉ $2c$ e $2z$, riducendosi in ragione inversa i valori di z e v. La (3) dà invece come limiti $3c$ e $3z$.

Per lavori di brevissima durata, quando debbasi esercitare uno sforzo momentaneo seguito da lunga pausa, può farsi $z = 0$. In tal caso

$$\left.\begin{array}{l} \text{per } v = c, \text{ la (2) dà } P = 2K, \text{ la (3) dà } P = 2K \\ \text{per } v = 0, \text{ la (2) dà } P = 4K, \text{ la (3) dà } P = 3K \end{array}\right\} \tag{4}$$

Le due formole (2) e (3) possono offrire conveniente uso se i valori di v e z non si staccano notevolmente da quelli di c e t. Per $z = t$ esse forniscono un identico valore dato da

$$P = K\left(2 - \frac{v}{c}\right); \tag{5}$$

formola che conviene spesso di adoperare, ove possa ritenersi $z = t$.

Nell'applicazione d'un motore animato ad una macchina, sono a distinguere due coeff.[i] di effetto utile η_1, η_2 il cui prodotto fornisce il coeff.[e] totale η del meccanismo, incluso il motore animato. L'uno, η_1, rappresenta l'effetto che deriva dal modo con cui l'essere animato entra in azione, ed è $\eta_1 = \frac{Pv}{Kc}$; l'altro, η_2, il modo con cui il meccanismo ci permette di vincere una resistenza determinata P' alla velocità v', e cioè $\eta_2 = \frac{P'v'}{Pv}$, quindi $\eta = \eta_1 \eta_2$. Supposto $t = z$ nell'esprimere queste varie relazioni si può far uso della formola (5).

Nel trasporto diretto d'un peso, o nel carreggio su un piano, inclinato di α all'orizzonte, l'essere animato è motore ed operatore ad un tempo. Se Q è il suo peso, P_1 il carico a sollevare (misurato in direzione verticale), lo sforzo effettivo P che esso sviluppa si ha dalla (5) in $P = K(2 - {}^{v}/_{c})$, supposto $z = t$. Si ha quindi

$$(Q + P_1) \operatorname{sen} \alpha = K(2 - {}^{v}/_{c}). \tag{6}$$

D'onde si può avere il valore dell'angolo di inclinazione per un trasporto sotto dato carico.

Se l'effetto utile fosse eguale a o, cioè $P_1 = o$ si può trovare l'angolo di inclinazione per cui l'animale può sollevare il solo peso proprio. Per $v = c$, si ha $\operatorname{sen} \alpha = K : Q$. Dalla Tab. a pag. 85 risulta in media $K = 5Q$, onde $\operatorname{sen} \alpha = {}^1/_5$ ed $\alpha = 11.° \, {}^1/_3$. Il cavallo, per cui il rapporto ${}^K/_Q$ è minimo, potrà salire senza carico soltanto una strada di minore inclinazione che gli altri animali.

§ 2.

L'uomo come motore.

3. Il motore-uomo in genere. — L'uomo è industrialmente usato come motore, o per sè solo (nel trasporto dei carichi su strade orizzontali od inclinate, nel salire scale, ecc.), o nella sua applicazione ad organi di meccanismi speciali (leve, manovelle, corde, ecc.). Nel primo caso esso funziona come un doppio nottolino di arpionismo Lagarousse a moto continuo (fig. 70), dove la ruota *a* è il terreno ed è fissa, e la forza di gravità costituisce il mezzo di chiusura che assicura l'accoppiamento degli organi; cosa del resto che si può ripetere per gli altri animali.

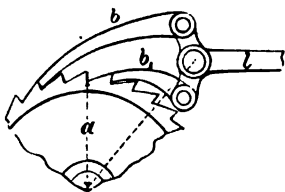



Fig. 70.

Nel lavoro alle macchine l'applicazione può essere, come dicemmo, del tipo degli arpionismi, o del tipo dei manovellismi.

Il corpo umano, composto di differenti parti elastiche, flessibili, di muscoli che mettono in moto articolazioni simili alle meccaniche, regolate nel movimento loro da una volontà intelligente, si presta in particolare a quest'ultima forma di applicazione. Non sono però questi i soli impieghi dell'uomo in meccanica; assai spesso la mano dell'uomo inter-

viene nella confezione d'un prodotto, e nel compiere il ciclo delle operazioni di una macchina in momenti determinanti. Ma lo studio di queste funzioni farebbe considerare l'uomo quale macchina operatrice; il che è fuori dal nostro campo.

Richiamando tuttavia quel che si disse al n.° 1, se vogliamo considerare gli esseri animati come motori termici (assai speciali s'intende), possiamo riconoscere che per lo sviluppo del lavoro giornaliero massimo l'utilizzazione del potere calorifico dei combustibili alimentari è fatta in un grado che non è raggiunto dalle macchine termiche. Posto che un uomo di media forza bruci giornalmente kg. 0,252 di carbonio e kg. 0,0155 di idrogeno, il cui potere calorifico è rispett. di calorie 8080 e 34462, il lavoro totale corrispondente a tale combustione sarebbe di kgm. $2573 \times 425 = 1093559$. Per modo che essendo $L_g = 241900$ (v. pag. 85) l'effetto utile della macchina umana, per riguardo al potere calorifico del combustibile è di 0,25 circa; superiore a quello che possiamo ottenere dalle motrici termiche industriali, non considerate le condizioni (il ciclo di Carnot) che limitano il massimo del loro effetto. Soltanto, i combustibili necessari alla alimentazione hanno un valore che è da 30 a 50 volte quello del carbone industriale!

4. Lavoro dell'uomo nel trasporto dei carichi. — *Il trasporto di carichi sopra strade orizzontali,* come pure il cammino semplice senza carico, richiede un lavoro che può calcolarsi, avuto riguardo all'uniforme innalzamento del centro di gravità del motore (fig. 71[1]); il quale, per ogni passo di lunghezza s, percorre un arco di circolo di freccia h e di corda s. Sarà $h = \frac{1}{8} s^2 : l$. Posto che il lavoro esterno utile, che si sviluppa nell'abbassarsi, venga annullato dall'urto del piede che si rimette a terra, il lavoro per ogni passo è espresso da $L = (Q + P) \frac{s^2}{8l}$, se Q è il peso proprio e P il carico di cui l'uomo è gravato. Il lavoro al 1″ sarà, se v è la velocità cui il movimento compiesi.

$$L \frac{v}{s} = (Q + P) \frac{s v}{8 l}. \qquad (7)$$

Per cammino in via orizzontale senza carico, $P = 0$: posto $s = 0^m,6$, $l = 0^m,9$, $v = 1,50$, $Q = 70$, il lavoro in kgm. al 1″ è di 8,75. In questo caso lo sforzo $P = \frac{1}{12} \cdot Q = 5,83$ kg.

Per cammino in via orizzontale con carico $P = 50$, v scema ad 1.00 ed s a 0,45; si riduce insieme la durata del lavoro giornaliero nel rapporto di $\frac{2}{3}$. Per sforzi esercitati durante breve tempo, $P = 100$ kgm.

Praticamente tuttavia si confrontano i trasporti avendo riguardo al *prodotto fra il carico e la via effettivamente percorsa*: questo prodotto, che non è il lavoro effettivo, può esprimersi colla parola *metri-Kilogrammi* (m. kg.). Si deduce facilmente dalla formola di Maschek, posto

$$P + Q = K\left(3 - \frac{v}{c} - \frac{z}{t}\right),$$

che la condizione per cui è massimo il valore di $3600\, P v z$ in m. kg. al giorno è $z/t = 2/3$ e quindi $P/Q = 2/3$.

Per il trasporto dei carichi sopra strada inclinata (fig. 71², le cui notazioni corrispondono alla fig. 71¹) il lavoro per ogni passo è

$$L = (P + Q) h. \tag{8}$$

I limiti di α, angolo di inclinazione del piano (nella figura α è l'angolo incluso fra la normale al piano e la verticale), si hanno come appresso: dalla figura, sen $\beta = \frac{1}{2} \frac{s}{l}$. Nella (8) ponesi: per $\alpha < \beta$;

$$h = l (1 - \cos) (\alpha + \beta),$$

dove fatto $\cos \alpha = 1$ ed $l (1 - \cos \beta) = \frac{1}{8} \frac{s^2}{l}$ ed $l \operatorname{sen} \beta = \frac{s}{2}$, ricavasi $h = \frac{s}{2} (\frac{1}{4} \frac{s}{l} \cdot \operatorname{sen} \alpha)$: per $\alpha > \beta$, $h = s \operatorname{sen} \alpha$. Quest'ultimo risultato può per approssimazione essere adoperato in entrambi i casi, se sen $\alpha > \frac{1}{4} \frac{s}{l}$.

Nel ridiscendere, α diventa negativo, e si avrà, durante la discesa,

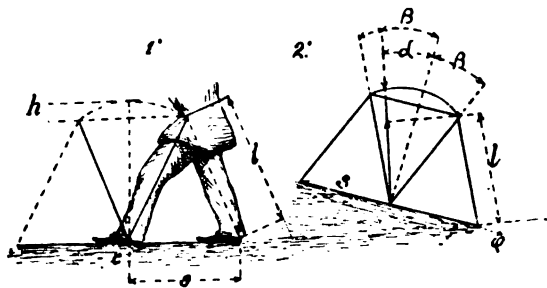



Fig. 71¹·².

uno spostamento nullo verso l'alto del centro di gravità, per ogni passo, quando sia

$$\operatorname{sen} \alpha = \frac{1}{4} \frac{s}{l}, \quad \text{e per} \quad l = 0{,}9 \quad l = 0{,}6 \quad \alpha = 9^\circ \frac{1}{2}.$$

Il trasporto dei carichi su strada lievemente inclinata può essere calcolato (come base per le mercedi) o come un trasporto orizzontale in m. kg. (vedi sopra) o come un vero lavoro meccanico dato col prodotto del carico per l'altezza totale. Il rapporto di equivalenza tra questi due valori $\left(\text{essendo il valore di } h \text{ eguale a } \frac{1}{8} \frac{s^2}{l}\right)$ sarebbe: $\frac{1}{8} \frac{s}{l}$; e per $s = 0{,}45$ $l = 0{,}9$, tale rapporto prende il valore di $\frac{1}{16}$.

Per grandi inclinazioni, come anche per la salita di scale, essendo P, come risulta dall'esperienza, $= 50$ kg., si ha un lavoro giornaliero utile di 55,000 kgm.; e se il peso del corpo Q è $= 70^{kg}$, il lavoro totale giornaliero è di $\frac{70 + 50}{50} \cdot 55{,}000 = 132{,}000$ kg. Di solito, il lavoro è tanto maggiore quanto più piccolo è P, e per $P = 0$ può salire a 200,000 kgm. al giorno. Ma in tal caso però il beneficio industriale del lavoro compiuto è nullo. Pel sollevamento momentaneo d'un peso, P può salire al mass. di 200 kg.

5. Lavoro dell'uomo applicantesi alle macchine sotto forma di arpionismo. — Ci limitiamo ad indicare i risultati di sforzo esercitabile K, velocità c, tempo t in ore e lavoro giornaliero L_g in kgm. de-

sunti dalle esperienze fatte nell'applicazione dell' uomo come agente motore a meccanismi diversi. Questi risultati diversificano da autore ad autore; noi ci limitiamo ad indicare ora i valori medi.

I. *Applicazione al meccanismo colle mani.*

a) Trascinamento di carichi su strada orizzontale o poco inclinata: $K = 12.5$ $c = 0.66$ $t = 6$ $Lg = 180000$ kgm.; il quale riducesi del 25 °/₀ per le resistenze passive dell'organo di trazione, cioè a 135000 kgm.

b) Trazione applicata ad una fune pel sollevamento d'un peso (da un pozzo, su piano inclinato, lungo una scala): le mani si spostano come le leve d'un arpionismo, e, quando una è ferma essa funziona da arresto impedendo la ricaduta del peso; $L_g = 70000\text{-}90000$ kgm.: $K = 16\text{-}18$ kg.

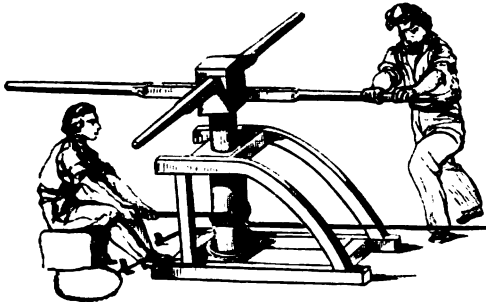
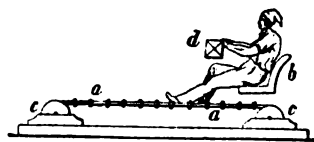



Fig. 72. Fig. 73.

c) Sforzo applicato agli argani ad asse verticale (fig. 72): se il lavoro è di corta durata e frammezzato da periodi di riposo $K = 14$, $c = 0.75$, $Kc = 10.5$ kgm. al 1'': $L_g = 300000$; per lavoro continuo

$$L_g = 120000 \sim 150000.$$

d) Sforzo applicato agli assi (argani con asse orizzontale)

$$K = 8\text{-}12, \quad c = 0{,}60, \quad L_g = 110000\text{-}130000.$$

II. *Applicazione del meccanismo mediante i piedi.*

Le varie forme si differenziano fra loro secondo che s'impieghi esclusivamente la forza muscolare, o si faccia intervenire anche il peso proprio dell'uomo; quest'ultima è condizione di lavoro più vantaggiosa.

a) Arpionismo di Borgnis: trasmissione fra due assi con organo flessibile provvisto di piuoli (fig. 73) utilizzando il solo sforzo muscolare. Le gambe movendosi di moto intermittente avanti e indietro provocano la rotazione degli assi *c c*, di cui l'uno o l'altro può usarsi come albero motore. Per un lavoro regolare: $t = 5$ $K = 9\text{-}10$ $c = 0.45$. L'apparecchio, trasformate le puleggie *c c* in tamburi, si presta a raccogliere il lavoro di molti uomini. Effetto utile del sistema 0.90.

b) Ruote a scalini od a piuoli nelle quali il lavoro dell'uomo, è ottenuto utilizzando il peso proprio del medesimo (fig. 74, 75, 76).

Nei primi due tipi (fig. 74 e 75) uno o più uomini, che tendono a salire all'interno od all'esterno di una ruota a scalini, obbligano questa a ruotare in senso contrario al movimento. Eguale effetto si ottiene (fig. 76)

se l'uomo è unito pei piedi e per le mani ai piuoli inseriti sulla corona di una ruota e si mantenga in posizione che corrisponda al diametro orizzontale. Quivi l'arpionismo è doppio.

Tali sistemi si adoperano per produrre od un lavoro rotativo sull'albero, od il diretto sollevamento d'un peso P. Quando vuolsi ottenere il sollevamento d'un peso, ad evitare disgrazie, è unito all'albero, specie nel 1.° e 3.° tipo, un freno a nastro automatico.

I dati principali sono: α angolo tra la direzione di Q (peso dell'uomo)

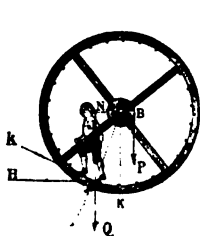
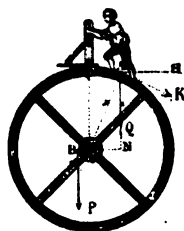
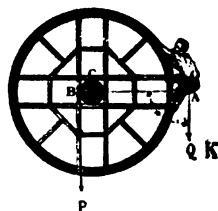



Fig. 74. Fig. 75. Fig. 76.

ed il raggio AB che unisce col centro il punto di applicazione medio dello sforzo: K componente del peso tangente alla ruota.

	Diam. ruote	Piuoli	α	K	c	Kc	t	$3600\,Kct$ medio
1.° e 2.° tipo	2.60—3	—	15°—24°	10	0.60	6,00	7	151200
3.° tipo . .	9—10	96—100	90°	$Q = 70$	0.12	8,40	6	181440

Una parte sensibile del lavoro è assorbita dalle resistenze di attrito causa il peso rilevante delle ruote. Per costruzione assai accurata: l'effetto utile è $= 0.85 - 0.90$.

6. Lavoro dell'uomo alle macchine costituendo nell'applicarvisi dei manovellismi.

I. *Applicazioni colle mani.*

a) *La manovella* (montata su asse orizzontale) è uno dei mezzi più propri per utilizzare lo sforzo muscolare dell'uomo. Per le dimensioni principali; veggasi *Il Costruttore di macchine*. Se chiamiamo 1.° quadrante quello che corrisponde, nella rotazione della manovella, al passaggio dalla posizione verticale, in alto, fino alla posizione orizzontale, in modo che essa si allontani dal corpo: e 2.°, 3.°, 4.° success.° gli altri, l'uomo, dalla metà del 4.° quadrante alla metà del 2.° lavora spingendo la manovella, nel resto tirandola a sè. Nel 1.° caso esercita uno sforzo maggiore che ha il suo massimo nel 1.° quadrante. Nel lavorare ad una manovella, l'uomo forma con questa una catena cinematica assai complessa e cioè un quadrilatero a manovella cilindrica, in cui talvolta l'intero corpo, fisso al suolo fino all'omero, è l'oscillatore, il braccio è il ponte, ed il membro fisso può essere rappresentato dalla linea ideale che unisce i piedi al centro del-

l'albero: tal'altra il punto fisso è all'articolazione dell'omero ed il ponte è l'avambraccio. Il diagramma del lavoro di un uomo ad una manovella di raggio r è rappresentato nella fig. 77 dalla $ABCD$; le ordinate rappresentano gli sforzi nei vari quadranti, il massimo dello sforzo essendo di 21 kg, il minimo di 5.50 circa. In media kg. $= 8\text{-}10$; la velocità media $c = 1^m$ per un lavoro giornaliero di ore $t = 8$: quindi $Lg = 288000$;

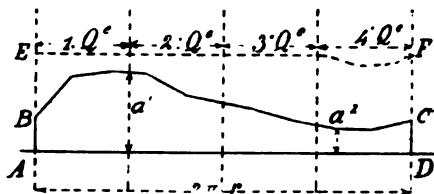



Fig. 77.

in pratica però non si assume un valore maggiore di $Lg = 150000 \sim 175000$. La curva della fig. 77 dà il modo di studiare la disposizione di due manovelle sull'asse perchè gli sforzi periferici sieno pressochè costanti (120° gradi fra loro) e di calcolarne la velocità per rapporto alle variazioni di lavoro motore. Nella figura la linea punteggiata EF dà il diagramma del lavoro di due uomini così applicati ad una manovella-volano. Per un conveniente lavoro necessita che il raggio della manovella sia di $0^m,35 - 0.40$; l'altezza del centro dell'albero di $1^m. - 1^m.10$ da terra. Per lavori intermittenti o momentanei $K = 20 \sim 30$ kg.

b) *Lavoro dell' uomo alle leve.* Si differenzia dal modo di applicazione dello sforzo alle manovelle, in quanto, colle leve, lo sforzo stesso percorre archi di circoli, non circoli completi. Una leva viene a formare col resto del corpo umano un vero manovellismo. L'impiego più proprio della leva (attrezzo comune a sollevar pesi) si ha quando l'uomo, stando in piedi, può esercitare pressione verso il basso coll'aiuto del peso proprio. Perchè gli sforzi esercitati all'estremo della leva non prendano direzione troppo obliqua, occorre che l'angolo massimo compiuto intorno al centro di oscillazione non superi i 60°; così, il punto medio di applicazione dello sforzo, per un lavoro conveniente dovrà essere a circa 1^m dal suolo, e lo spazio massimo da esso percorso di circa 1^m. — Altre forme in uso di manovellismi, con movimento oscillatorio della mano dell'uomo, ottenute con leve semplici, sono date dalle fig. 78 e 79; di cui la prima dà la trasformazione di un moto oscillatorio in oscillatorio, la se-

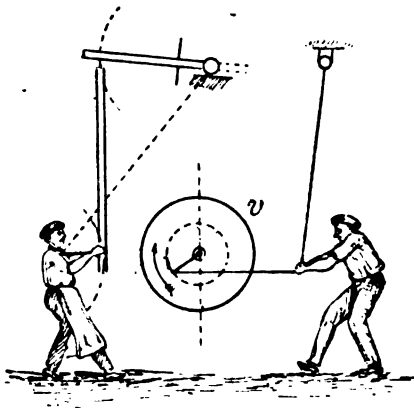



Fig. 78. Fig. 79.

conda in rotatorio; notisi che, nella prima, nel periodo di salita della mano si aggiunge l'effetto di una molla che nel periodo di discesa era stata compressa; nella seconda il volano v regolarizza durante un giro lo sforzo dell'uomo, che è massimo nella fase di andata. Per approffittare del vantaggio di far concorrere il peso proprio in una delle fasi del moto, alcune leve, come quelle destinate alla manovra delle pompe da incendio, si fanno a doppio effetto ed in modo che più uomini vi si possano adattare alle due estremità, come risulta dalla fig. 80, che rappresenta la metà di una leva da pompa a due stantuffi ed a semplice effetto.

In questi apparecchi a leva $K = 6 \sim 8$ kg. $c = 0.80 \sim 1^m$. $t = 8$. In media $Lg = 144000$ kgm. Per manovre momentanee (pompe da incendio, moto di remi) k può salire fino a 25 kg.

c) *Lavoro nei battipali* ad azione diretta mediante corde: per ogni uomo, $K = 17$ $t = 8$ ed $Lg = 60000$ in media; se il lavoro è eseguito con manovelle applicate ad argani Lg sale invece a 140000 kgm.

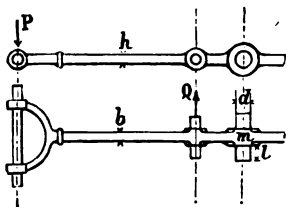



Fig. 80.

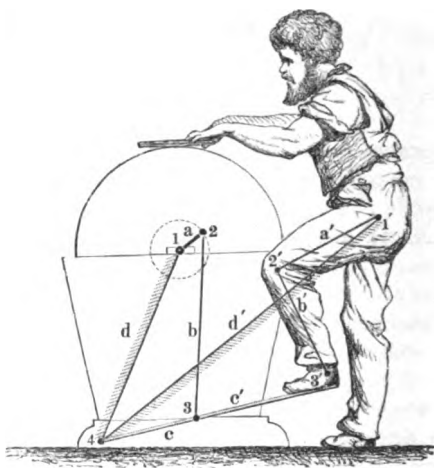



Fig. 81.

II. *Applicazione dello sforzo coi piedi.*

Lo sforzo muscolare sviluppato sopra una macchina coi piedi, senza il concorso del peso del corpo, è assai limitato, e viene appunto adoperato negli apparecchi che richiedono un piccolo lavoro, ed in cui l'uomo impiegatovi abbia altre operazioni a compiere, come nelle mole da arruotare, nei torni a pedale, nelle macchine a cucire. I piedi sono applicati a leve (pedali) nel modo che indica la fig. 81 (mola da arruotare), la quale dimostra una delle forme di concatenazione cinematica della gamba col resto del meccanismo esterno all'uomo. Il peso della mola (come il volano nei torni) mantiene collegato il pedale alla gamba nel sollevamento di questa, e fa compiere al meccanismo la metà del giro in cui è soppresso lo sforzo motore. Ampiezza del sollevamento, circa m.[1] 0.25.

Talvolta nelle macchine a cucire il pedale è a doppio effetto; nella loro manovra non si verifica il sollevamento od abbassamento dell'intera gamba, ma un movimento oscillatorio del piede sulla noce, per cui la biella del meccanismo è soggetta alternatamente a trazione e a compressione. Nelle macchine a cucire assai veloci, per cui talvolta occorrono fino a 100 doppie oscillazioni del piede per minuto, il lavoro delle cucitrici riesce

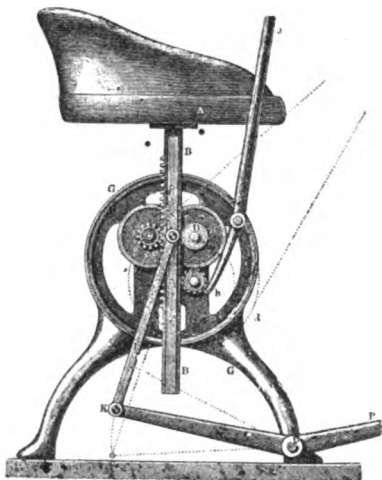
faticoso e poco igienico. In tal caso si usano nell'industria i piccoli motori o a molla, o a gas od elettrici. Interessante è una disposizione ideata da Hoffmann per cui il moto della macchina a cucire, comandata con cigna, è ottenuto mediante un apparecchio che costituisce la *sedia motrice*, col concorso del peso dell'individuo, che a regolari intervalli viene sollevato. (Fig. 82.)

A sedile unito all'asta dentata *B*, mobile dentro il castello *G*, che forma l'ossatura della sedia. Se *A* trovasi in alto, e gravato dal peso della persona, discende, mettendo in rotazione con un sistema di ingranaggi gli alberi *C*, *D*, *E*, sull'ultimo dei quali è montata la puleggia a gradini *R*, che, mediante la corda *T*, trasmette il moto direttamente alla macchina a cucire. Compiuta la corsa di discesa, che viene regolarizzata dal piede della persona appoggiante all'estremo della leva *P*, la sedia viene di nuovo sollevata mediante sforzo esercitato dalla gamba su *P*, che, col mezzo della leva *L*, si traduce nel risollevamento di *A*. La puleggia *R* è montata sul proprio asse in modo che obbedendo al moto impressole nella discesa di *A*, non obbedisca al movimento inverso quando *A* sale, per modo che, in questo intervallo, essa continua per forza viva il moto nella direzione primitiva. La leva *L*, che agisce come arresto, serve a sospendere il moto in qualunque istante. L'alzamento di *A* è di circa $0^m,25$; i rapporti degli ingranaggi danno per tale sollevamento 17 giri sopra *R*.

Fig. 82.

7. Studi di Ritter sul lavoro fatto dall'uomo nell'unità di tempo. — Si sa che i fenomeni della vita animale si svolgono in un periodo di 24 ore, che costituisce il ciclo di funzionamento d'un essere animato.

Come è noto, mediante l'ossigeno dell'aria atmosferica, che brucia gli elementi assimilati per la nutrizione, si sviluppa una data quantità di energia termica che è parzialmente impiegata nello sviluppo naturale dell'uomo nel periodo della sua crescita. Un'altra parte serve allo sviluppo di un lavoro interno che può considerarsi come la vibrazione del sistema nervoso da cui dipendono la facoltà dell'intelligenza, dei sensi, ecc. La terza parte è quella che si trasforma in lavoro meccanico esterno.

Ciò posto, si comprende anche che la valutazione di questo lavoro meccanico al secondo dipenda in grande misura dalla durata di tempo per cui esso può essere fatto sviluppare. Evidentemente un lavoro continuo durante il giorno, o un lavoro che duri poche ore soltanto, danno un lavoro meccanico al secondo che è completamente diverso; diversità che ha sua ragione anche, da lavoratore a lavoratore, nei modi diversi

di alimentazione. Gli è in tal modo che si spiega come, per un lavoro improvviso e momentaneo, si possa anche arrivare a 100 e più chg. al secondo.

Così inteso, il corpo dell'uomo è un vero accumulatore, il quale può fornire per una durata lunga un lavoro uniforme che corrisponde quasi, al secondo, all'energia accumulata dalla alimentazione: ovvero deve sviluppare grande quantità di lavoro in poco tempo; ma in tal caso l'accumulatore si scarica ed occorrono i periodi di alimentazione e di riposo per ridonargli le forze.

Il valore calorifico della fatica giornaliera può essere ottenuto coi mezzi che offre la scienza tecnologica, avendo questa determinato il valore calorimetrico della produzione di calore giornaliero, per le circostanze di riposo e di lavoro meccanico, in modi diversi.

Quanto al valore netto della fatica, e cioè all'equivalente meccanico del lavoro giornaliero, la scienza dell'ingegnere lo determina in base alla media effettiva produzione di lavoro giornaliero.

Per contrario però la valutazione dell'entità dell'indebolimento o esaurimento dopo il lavoro, e cioè della capacità media dell'accumulatore è ancora un problema insoluto.

Ciò premesso diamo colla seguente tabella i valori medii desunti sperimentalmente riassumendo quanto si è detto più sopra circa il lavoro utile giornaliero che può effettivamente sviluppare l'uomo; questi numeri costituiscono l'equivalente dell'alimentazione giornaliera.

	chgmmetri.
Per tirar carichi	110,000
„ sollevamento d'acqua	117,204
„ ruote d'argani, scalini, maneggi . .	119,551
„ sollevamento di pesi	122,168
„ lavoro alla berta	122,215
„ lavorare la terra	126,000
„ lavori tecnologici	126,000
„ lavoro agli argani	136,428
Nel salire una scala	140,000
„ lavoro alle leve	146,954
Valore medio di tutte le esperienze . .	127 415

Prendendo ora a considerare più davvicino il modo con cui l'operaio sviluppa il proprio lavoro utile, si può desumere un criterio per valutare *il lavoro al secondo.*

Per ciò che riflette il tempo durante il quale l'operaio compie un lavoro, sono a stabilire tre differenze. Dapprima deve considerarsi cioè quella parte del giorno in cui l'operaio può essere impiegato a produrre lavoro, che possiamo anche dire la *giornata:* quindi si indica col nome di *orario* quel tempo durante il quale l'operaio è pronto ad essere effettivamente attivo.

Finalmente deve essere preso in considerazione il ***periodo di attività reale***, che è il residuo del tempo totale dell'orario, sottrattevi quelle pause inevitabili che si verificano durante il lavoro.

Il periodo di attività è quindi dipendente dalla giornata, dal tempo totale di riposo e dalla grandezza delle pause di lavoro.

La giornata è nei lavori esterni ordinari variabile da 12 ad 8 ore.

Giornate da 6, 4 e 3 ore sono assai rare e si impiegano solo pei lavori considerevolmente faticosi, o quando altri fatti, come pericoli, eccesso di calore, mancanza d'aria pura, le rendono necessarie. Il loro effetto utile non è economicamente vantaggioso, le condizioni fisiologiche stesse opponendosi allo sviluppo dell'energia accumulata nelle 24 ore in un tempo troppo breve.

Periodi di lavoro più lunghi di 12 ore non si impiegano, in quanto, per un lavoro al secondo abbastanza intenso, la produzione di calore avviene a spese della combustione delle sostanze del corpo, e l'operaio dimagrirebbe, e, per un troppo limitato lavoro al secondo, l'energia termica riescirebbe del pari dispersa.

In genere, come risponde ai nuovi intendimenti sociali, la maggior economia dal lato tecnico si raggiunge con una limitata lunghezza dell'orario ed un'intensità sufficiente di lavoro al secondo. In ogni modo, nelle condizioni ordinarie, i limiti oltre i quali si avrebbe riduzione dell'effetto utile di lavoro totale stanno fra 12 ed 8 ore di giornata.

Nel periodo di 12 ore è stabilito d'ordinario l'ora di riposare al mezzogiorno, e 2 mezz'ore al mattino e alla sera; restano dunque 10 ore di orario. Dal periodo di 8 ore se ne deduce mezza al mezzogiorno pel mangiare; restano 7 e mezza.

Durante l'orario effettivo di lavoro l'uomo deve, secondo che questo sia più o meno gravoso, effettuare pause più o meno lunghe o frequenti. Le esperienze di Ritter darebbero che il tempo di lavoro veramente attivo corrisponde dal 50 all'80 per cento del vero orario di lavoro. Quindi il periodo di lavoro veramente attivo oscilla, per giornate di 12 ore, fra 5 ed 8 ore, e per giornate di 8 ore fra $3\,{}^3/_4$ e 6 ore. Onde sarebbe erroneo quanto è inscritto nei trattati che il tempo medio di lavoro debba valutarsi su 8 ore e cioè su secondi $8 \times 60 \times 60 = 28800$. In base a tale errore, anche i lavori giornalieri risultano di troppo elevati. E per togliere ogni dubbio sarebbe stato necessario indicare, cosa che non risulta chiara, quale specie di secondi o di tempo di lavoro o di lavoro effettivo si sia considerata.

Facciasi un calcolo semplice.

In un periodo di lavoro di 12 ore, il lavoro al secondo durante, il tempo che dicesi orario del lavoro di 10 ore, sarebbe

$$\frac{127415}{10 \cdot 60 \cdot 60} = \text{chgm. } 3{,}5 \text{ circa}$$

e durante il tempo di vera attività

$$\frac{127415}{5 \cdot 60 \cdot 60} = \text{chgm. } 7{,}0, \qquad \frac{127415}{8 \cdot 60 \cdot 60} = \text{chgm. } 4{,}4.$$

Nel periodo di 8 ore, la produzione oscilla fra

$$\frac{127415}{3 \cdot 75 \cdot 60 \cdot 60} = \text{chgm. } 9{,}40, \qquad \frac{127415}{6 \cdot 60 \cdot 60} = \text{chgm. } 6,$$

e, di fronte all'orario giornaliero, esclusa la mezz'ora pel cibo,

$$\frac{127415}{75 \cdot 60 \cdot 60} = \text{chgm. } 4.7.$$

Risulta ancora che il lavoro al secondo, computato sul tempo dell'orario, per essere misurato sul tempo dell'attività reale, deve essere ridotto nella misura di 0,50 a 0,80 per cento. Assumendo il valore medio di 0,65 si ha, per 12 ore di giornata,

$$\frac{127415}{0{,}65 \times 36000} = 5{,}5 \text{ chgm.}$$

e per 8 ore di giornata

$$\frac{127415}{0{,}65 \times 27000} = 7{,}2 \text{ chgm.}$$

Il lavoro medio corrisponde a chgm. 6,3 e cioè un dodicesimo di cavallo. Onde il lavoro medio dell'uomo, valutato giornalmente a chilogrammetri 127415, o 300 calorie, può *al secondo* valutarsi più esattamente ad *un dodicesimo di cavallo.*

Questi studi possono suggerire alcune conclusioni sulla convenienza di stabilire per ogni singola specie di lavoro giornate più o meno lunghe.

§ 3.

GLI ANIMALI COME MOTORI. LORO APPLICAZIONE AI MANEGGI.

8. Tipi di maneggi. — Gli animali di cui, negli scopi agricoli ed industriali, si utilizza il lavoro con maggiore frequenza, sono, in ordine decrescente, i cavalli, i buoi, i muli e gli asini. Notisi che i dati numerici esposti al n. 2, rappresentano soltanto dei valori relativi, potendo essi variare colla razza, e colle condizioni fisiologiche dell'individuo. Così pel cavallo, che è il più adoperato, per $t = 8$ $c = 1.1$, K può variare da 50 a 70 kg. In media, il lavoro sviluppato da un cavallo giornalmente, per trascinare un carico su strada orizzontale o poco inclinata, è di circa 7-8 volte quello fornito dall'uomo.

Non ci occupiamo qui, dopo quanto si disse al n.° 2, del trasporto semplice a mezzo di questi animali, limitandoci ad esaminare il modo di loro applicazione agli apparecchi denominati *maneggi*, coi quali il lavoro motore dell'essere organico viene trasformato, mediante meccanismi, (di solito ad ingranaggi) in un lavoro rotativo a determinata velocità, atto a sua volta ad essere assunto come lavoro motore per determinate macchine (trebbiatrici, falciatrici, macine, ecc.). In tal caso il vero motore è costituito dall'insieme dell'animale e del maneggio.

I maneggi sono di due tipi. Nel primo tipo l'animale, applicato all'estremo d'una leva, imprime rotazione ad un albero verticale percorrendo un cammino circolare intorno al medesimo. Nel 2.° tipo, con disposizioni che trovano il loro equivalente in quelle della fig. 75, l'animale concorre a produrre lo sforzo (che si trasforma poi, alla corona d'una puleggia o d'un tamburo, in uno sforzo periferico) col peso proprio che esso solleva continuamente, come se salisse una scala. Nell'un caso o nell'altro il meccanismo del motore animato lavora come un arpionismo.

9. *Maneggi del 1.° tipo.* — Il tipo antico e primitivo dei maneggi, con meccanismo a ruote dentate (ruote a fusi), è dato dalla fig. 83; è questa una costruzione in legno per due cavalli, assai semplice e poco costosa, la quale ha oggi ceduto il posto ad altre costruzioni in metallo più leggere, di maggiore effetto utile per la perfezione dei dettagli, ed atte a fornire

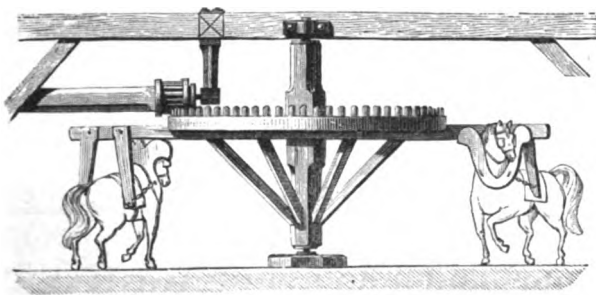



Fig. 83.

sull'albero motore del maneggio un maggior numero di giri, ed un maggior lavoro coll'impiego d'un numero di cavalli superiore a due.

Dicesi comunemente *braccio del maneggio* la distanza fra il punto di applicazione dello sforzo e l'asse dell'albero che viene posto direttamente in rotazione. La lunghezza a di questo braccio tiensi di circa 5^m, perchè il cammino circolare percorso dal quadrupede non abbia curvatura troppo sentita, il che sarebbe una condizione sfavorevole ad un conveniente sviluppo della forza muscolare. La velocità dell'animale variando fra $c = m\,0{,}60$ (buoi) ed $1{,}20$ (cavalli), il numero dei giri al 1′ compiuti dal primo albero del maneggio è sempre limitato ed è espresso $30\,c : \pi\,a$; occorre perciò, con meccanismi opportuni, dare all'ultimo albero del maneggio una velocità conveniente per riguardo alla velocità della macchina che vuolsi muovere con esso.

Mediante disposizione di coppie di ruote coniche o cilindriche (il rapporto di ciascuna varia da 3-8), talvolta con ruote di frizione o con cigne, corde o catene, si moltiplica così il numero dei giri fatto dal quadrupede secondo un rapporto totale che è di 40-60, ed anche più. E precisamente, se $R_1\ R_2\ R_3 \ldots$ sono i raggi delle ruote conduttrici, $r_1\ r_2\ r_3 \ldots$ della condotte, il numero dei giri n che può ottenersi si avrà colla

$$\frac{R_1}{r_1} \cdot \frac{R_2}{r_2} \cdot \frac{R_3}{r_3} \ldots = n. \qquad (9)$$

Appunto allo scopo di aumentare il rapporto senza eccedere nelle dimensioni e nel numero degli organi, furono ideati i maneggi con meccanismo a vite perpetua, o con trasmissioni ad organi flessibili: i primi tuttavia sono poco convenienti per il limitato effetto utile della coppia dentata.

Altre disposizioni ed altri perfezionamenti relativi a questi meccanismi hanno lo scopo di ottenere sia un opportuno attacco dell'animale, sia la concentrazione del meccanismo e la sua facile trasportabilità.

Descriviamo sommariamente i tipi principali dei moderni maneggi, che ci offriranno occasione di metterne in evidenza le diverse particolarità costruttive.

Fig. 84. *Maneggio fisso di forma semplice, con 3 rapporti di ingranaggi, montato sopra intelaiatura di legname.* L'albero motore riceve movimento, con un giunto a croce O, dai cavalli applicati all'estremo z delle braccia a, mediante le coppie dentate BB', CC', DD'. In V esiste un sopporto a collare, in S un sopporto di base. L'albero $C'D$ è coperto pel

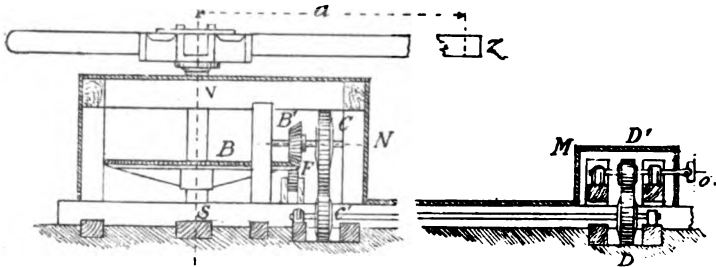



Fig. 84.

libero movimento dei cavalli. F, puleggia semplice di guida che preme, da sotto in su, la corona di B.

Il rapporto totale ordinario in questa costruzione [sostituendo nella (9) ai raggi il numero dei denti] è di $^{70}/_{16} \cdot {}^{51}/_{14} \cdot {}^{34}/_{12} = 44{,}5$.

Al maneggio ponno applicarsi 2 o 4 cavalli. Con altra disposizione analoga, la cassa M è tenuta aderente ad N, le ruote BB', sono cilindriche, CC' coniche, cosichè l'albero $B'C$ è verticale. Talvolta manca il terzo rapporto ed il giunto a croce trovasi sull'albero $B'C$. Alcuni tipi sono disposti in guisa da potere sopprimere o rimettere in azione a volontà il terzo contralbero, applicando un giunto a croce su ciascuno degli alberi $B'C$, $C'D$.

Fig. 85. *Maneggio montato su base in ghisa.* È un tipo raccomandabile per essere il massimo sforzo sostenuto da una coppia di ruote cilindriche. I perni cavi in acciaio sono fissi, cd i mozzi delle ruote, folli sopra di essi, abbastanza lunghi perchè il logoramento sia minimo.

Dimensioni principali per due cavalli:

$$2R' = 0^m{,}840 \quad m = 1^m{,}10 \quad n = 0^m{,}35 \quad R^2 = 0{,}325 \quad H = 0^m{,}48.$$

Fig. 86. *Maneggio a campana Eckert,* così denominato dalla forma della ruota principale conica B, nella quale sono innestate le quattro braccia di manovra del maneggio (una per cavallo). La ruota gira col mozzo

su perno fisso ed è premuta sulla corona esterna dal rullo di frizione *E*.

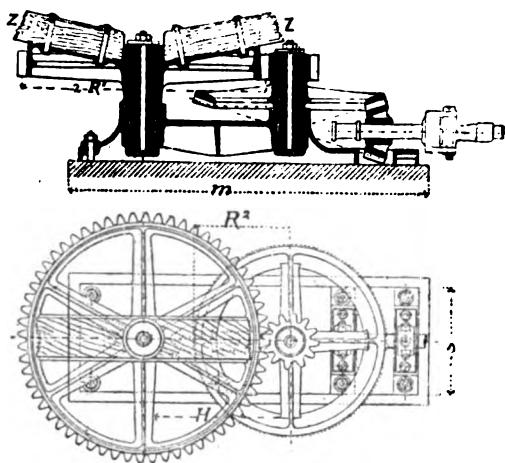
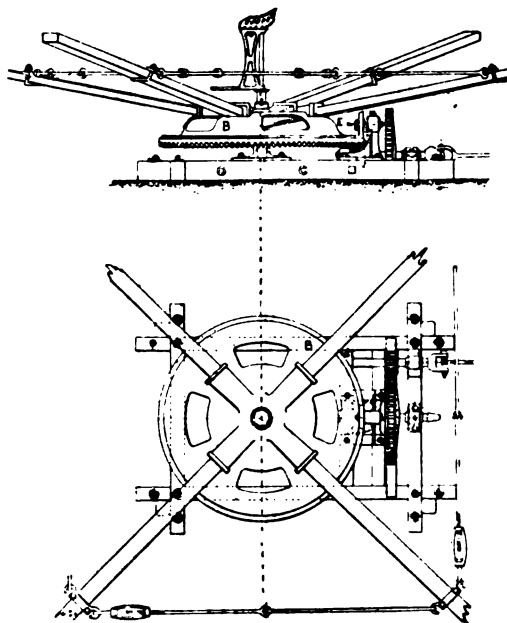



Fig. 85.

Oltre la coppia conica a grande rapporto, esiste una coppia cilindrica. Il maneggio è montato sopra una intelaiatura di legname. Si costruisce di varie dimensioni secondo il numero dei cavalli applicativi; la fig. 86 è approssimativamente disegnata nella scala di $^1/_{10}$.

Fig. 86.

Maneggio a campana Otto, a ruote dentate, con cambiamento del rapporto di trasmissione (fig. 87). In questo meccanismo si ottiene la modificazione del rapporto mediante un semplice spostamento longitudinale dell'albero motore del maneggio. La ruota conica *d d*, che è in un pezzo col rocchetto che riceve moto della grande ruota a campana, è provvista di due corone dentate di diverso diametro; l'albero motore *g* porta due rocchetti $f f_1$ di cui il primo può ingranare colla corona interna, e l'altro colla corona esterna mediante semplice spostamento dell'albero stesso; così su questo possono

ottenersi due velocità diverse. Lo spostamento di g, e la sua fissazione nella posizione spostata, sono resi possibili, applicando o togliendo la bussola h, che viene montata o nel posto indicato del disegno, o nell'intervallo che si rende libero fra le ruote f ed il sopporto c_1.

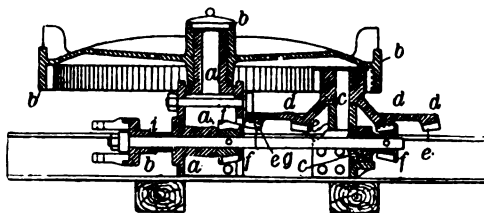



Fig. 87.

Fig. 88. Una disposizione assai concentrata si ha nel *maneggio Barrett e Andrews*. L'intero meccanismo è racchiuso nel cilindro di ghisa A fissato con viti ad un telaio di legno. Il cilindro è chiuso da un coperchio superiore B che può girare liberamente, scorrendo sull'orlo del medesimo, folle sull'albero G, ed al quale sono fissate le due braccia per l'attacco dei due cavalli. Sull'orlo superiore di A (internamente ad esso) è fusa la corona dentata D; questa rimane immobile, e con essa ingranano tre ruote E, le quali, nello stesso tempo, ingranano insieme col rocchetto F, calettato sull'albero G. L'anello L, fuso d'un pezzo col coperchio B, porta tre perni su cui possono girar folli le ruote E; le quali, come partecipano al moto di rotazione del coperchio intorno a G, possono inoltre avere un moto di rotazione intorno al proprio asse. Con tale disposizione di ruotismo epiciclico, girando il coperchio B, le ruote E sono costrette a girare sul proprio asse, quindi ad imprimere rotazione al rocchetto F, e, mediante la coppia conica inferiore, all'albero K provvisto come al solito di giunto cardanico. — Per calcolare il rapporto di trasmissione si procede come appresso: se c è la velocità nel moto rotatorio dell'asse delle ruote E intorno all'albero G, la velocità di rotazione dei punti alla periferia di F è $2c$; se ora N è il numero dei giri di G, e n il numero dei giri E intorno a G (numero di giri del cavallo) corrispondente ad N, detto R il raggio della corona D interna ad A, ed r il raggio di F, sarà:

Fig. 88.

$$2c = \frac{2\pi r . N}{60}, \qquad c = \frac{2\pi . n}{60} . \frac{R + r}{2}$$

quindi

$$r N = \frac{\pi (R + r) n}{60} \quad \text{ed} \quad N = \left(1 + \frac{R}{r}\right) n. \tag{10}$$

Se indicasi con $\frac{R_1}{r_1}$ il rapporto delle due ruote coniche inferiori, e con N_1 il numero dei giri di K corrispondenti ad n giri del cavallo,

$$N_1 = \frac{R_1}{r_1} \left(1 + \frac{R}{r}\right) n,$$

e, posti pei raggi i numeri dei denti,

$$N_1 = \frac{Z_1}{z_1} \left(1 + \frac{Z}{z}\right) n; \tag{11}$$

quindi per

$$n = 1 \quad \text{e} \quad Z_1 = 54 \quad z_1 = 10, \quad Z = 60, \quad z = 12,$$

si ha

$$N_1 = 32.4.$$

Questo rapporto è ottenuto con un meccanismo la cui altezza complessiva è di c.ª 0.90, ed il diametro di $A = 0,80 - 0.70$.

Una notevole concentrazione di meccanismo, senza ricorso a rotismo

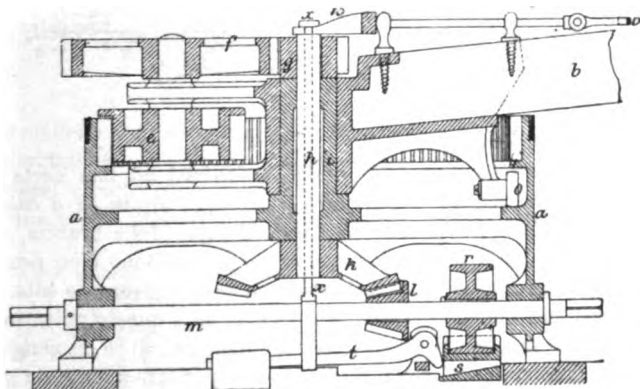



Fig. 89.

epiciclico, atta a fornire elevati rapporti, è data dal ***maneggio a cilindro di Vogt*** (fig. 89). Il cilindro fisso a è provvisto di dentatura interna, colla quale ingrana la ruota e, trascinata in rotazione dal braccio b del maneggio, folle sul mozzo i. Sull'asse di e è pure calettata la ruota f ingranante con g, e fissa all'asse h. Il moto di h trasmettesi all'albero m colla coppia conica $k . l$. Il rullo o, trattenuto fra due orli interni di a, partecipa alla rotazione di b e gli serve di guida. Il maneggio è provvisto di un agevole mezzo per frenare l'albero m, come può essere richiesto in casi speciali. La puleggia r viene facilmente frenata quando chi attende al meccanismo eserciti trazione sul tirante $v\,w$; allora l'asta x, interna all'albero h, discende, ed il contrappeso della leva t agisce per spingere innanzi il cuneo s, con che la puleggia r riesce frenata.

Il maneggio Edelmann offre una disposizione applicabile ai maneggi a campana, tipo Eckert, colla quale si possono avere tre diversi rapporti di velocità. (Fig. 90 pianta.) Sia *b* l'asse verticale del meccanismo, sul quale è montata la ruota *a* ingranante col rocchetto conico *e*, montato sull'albero *d*. Sul telaio di base del meccanismo sono appunto disposti due alberi *d* ed *i* paralleli, provvisti a ciascuna estremità di giunto cardanico. La ruota *g* è fissa su *d*; la ruota *h* può esser resa fissa o folle su *i*, ovvero la ruota *k*, solidamente unita al giunto a croce, può pure essere resa folle o fissa su *d*. Se *h* e *k* sono folli, l'albero *d* è motore dalla parte di *g* e dà il rapporto minimo di trasmissione; se *h* è fisso e *k* folle, l'albero *i* è motore ad entrambe le estremità e fornisce il rapporto medio; se *h* ed *n* sono fissi, l'albero *d* è motore dalla parte di *k* e dà il rapporto massimo. I tre rapporti sono, colle dimensioni ordinarie, di $^1/_{20}$, $^1/_{40}$, $^1/_{100}$.

I maneggi finora descritti, con un albero motore in basso, si distinguono alquanto, per la forma, da quelli in cui il movimento viene trasmesso

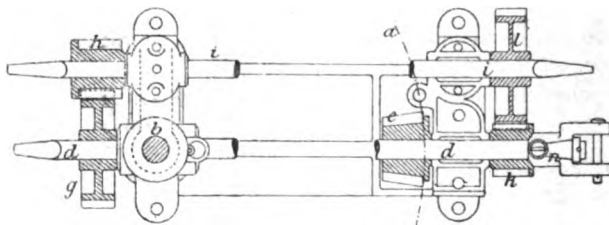



Fig 90.

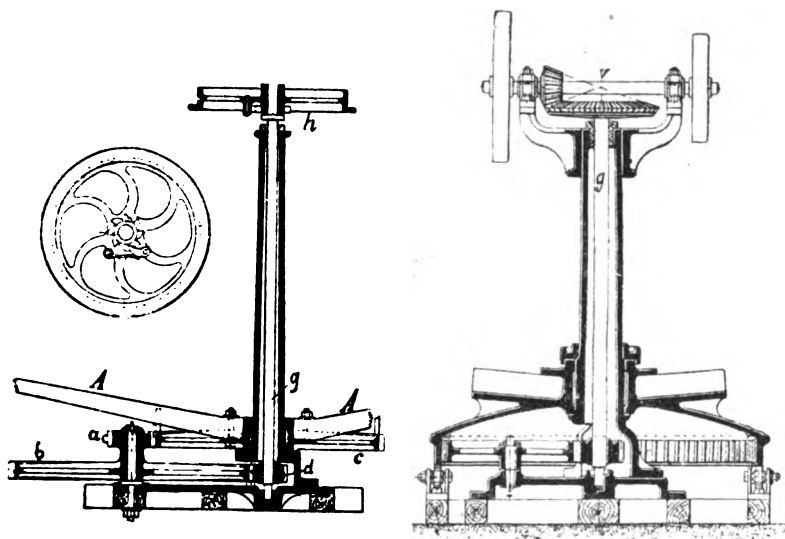
ad un albero o verticale od orizzontale che trovisi ad una certa altezza dal suolo; questi ultimi sono denominati ***maneggi diritti od a colonna.***

Fig. 91^1. *Maneggio a colonna Pinet.* Il moto delle braccia *A A* cui sono applicati i cavalli, colle coppie *c a*, *b d* (*a* e *b* sono d'un pezzo, folli sul proprio perno) è trasmesso all'albero verticale *g* interno alla colonna fissa e da esso alla puleggia *h* folle sull'albero, ed a questo unita mediante un arresto scorrente, in guisa che il trascinamento di *h* avvenga in un solo senso; arrestandosi il cavallo, *h* può, indipendentemente da *g*, continuare per forza viva il moto. In alcune disposizioni (maneggio *Albaret*, fig. 91^2) la ruota *c* è a campana ed i vari ingranaggi sono racchiusi sotto di essa, il che è favorevole ad una buona manutenzione durante il lavoro. Le dimensioni principali (per 2 cav.) sono: Raggio di $c = 0.55$ — di $b = 0.60$. Altezza della colonna 1.70.

Nel ***maneggio a colonna Rapp*** (fig. 92), la colonna fissa *A* serve ad un tempo di sostegno al soffitto, e come asse di rotazione per l'ingranaggio, mosso dal braccio *z*. L'albero *O* dà moto con ingranaggi cilindrici all'albero *S* che gli è parallelo, e, come il primo, sostenuto da supporti pendenti. I due alberi S_1, portanti un rocchetto che ingrana con *T*, possono essere impegnati o disimpegnati nel movimento colla leva *h*.

Si richiede spesso ai maneggi che sieno *locomobili* specie pegli usi agricoli. Molti dei tipi indicati, mediante montatura su telaio a tre o quattro ruote, si prestano a questa trasformazione.

Le fig. 93 e 94 ce ne danno due esempi. Nella fig. 93, la ruota principale del maneggio *a*, a campana. trascinata in rotazione dal cavallo mette in moto gli alberi *b* a *g*. L'incastellatura in ghisa del maneggio è

Fig. 91[1, 2].

montata sovra un telaio di legno a ruote, formato con longarine e traversi. Le dimensioni principali sono segnate nella pianta.

Assai caratteristico per la novità della forma è il *maneggio locomobile americano* (Russel e C.). I maneggi, che in America sono larga-

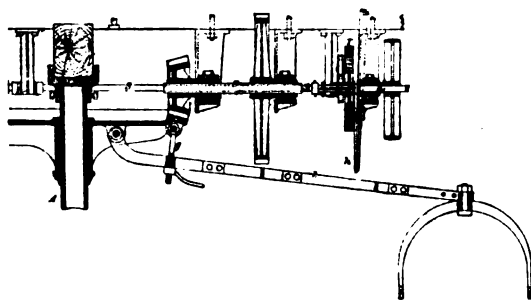



Fig. 92.

mente usati, si differenziano dai nostri pel numero dei cavalli applicativi e per i grandi rapporti di trasmissione; si usano infatti da 6 fino a 14 cavalli, ed il numero dei giri per ogni rotazione dell'animale è di 70~100, mentre coi nostri tipi ordinarii raramente si superano i 50 giri. I cavalli sono uniformemente disposti all'ingiro di una corona *o*, dentata sopra e sotto, che essi trascinano in movimento. La corona *o* riposa sopra rulli di frizione che addolciscono il moto rotatorio. Altri rulli sono disposti

sulla periferia interna di *o*, per impedire il sollevamento della corona. Con essa ingranano due ruote coniche $m\ m_1$ per cui il movimento si trasmette all'albero *g* provvisto di giunto a croce mediante una coppia cilindrica. La disposizione delle otto ruote coniche ha lo scopo di impedire ogni movimento della corona *o* in direzione verticale; *n . n* sono sedie in ghisa fissate alle longarine e portanti i sopporti. Una simile disposizione per 10 cavalli è atta alla manovra d'una trebbiatrice avente il tamburo d'un metro di lunghezza.

Dimensioni principali per 10 cav., oltre quelle segnate nella fig. 94: diametro di $o = 2.67$ (numero denti 144, passo 80 m/m, lunghezza del dente

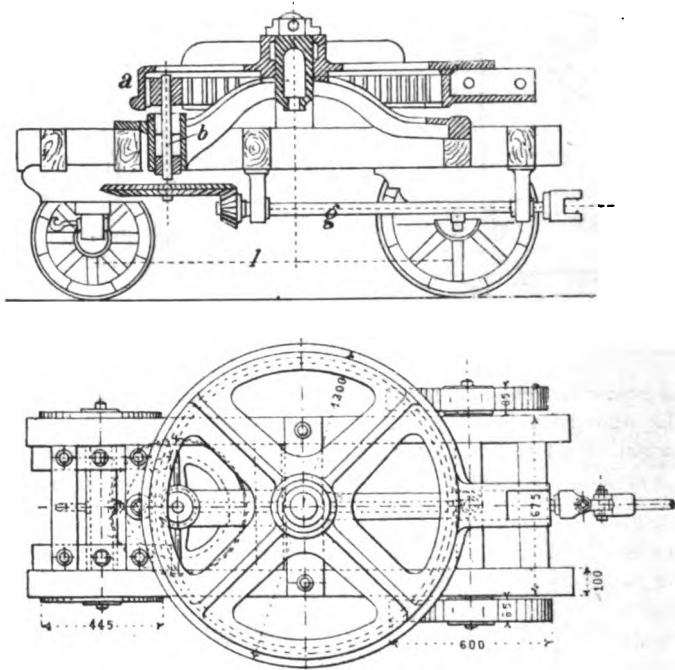



Fig. 93.

150 m/m). Diametro delle ruote coniche *m*, tutte eguali, 260 m/m. Ruote coniche interne *r*; diametro 260, passo 60, numero denti 14. Distanza fra gli assi delle ruote $2^m,98$.

Si conoscono maneggi nei quali come organi di trasmissione sono introdotte anche delle ruote di frizione. Rimandiamo i lettori che volessero prenderne cognizione al *Ding. Pol. Jour.*, Vol. 281.

I maneggi con trasmissione ad organi flessibili sono raramente in uso. La trasmissione a catena (Galle, ecc.) offre la possibilità di ottenere un grande rapporto: ma le resistenze d'attrito sono rilevanti. Più usate sono le trasmissioni per corde; un tipo simile di maneggio viene disposto come un meccanismo di trasmissione semplice.

Ci limitiamo ad indicarne tre esempi colle fig. $95^{1 \cdot 2}$.

Fig. 95^{1}. ***Maneggio a corde Löffler.*** Alla corona stellata *b* sono

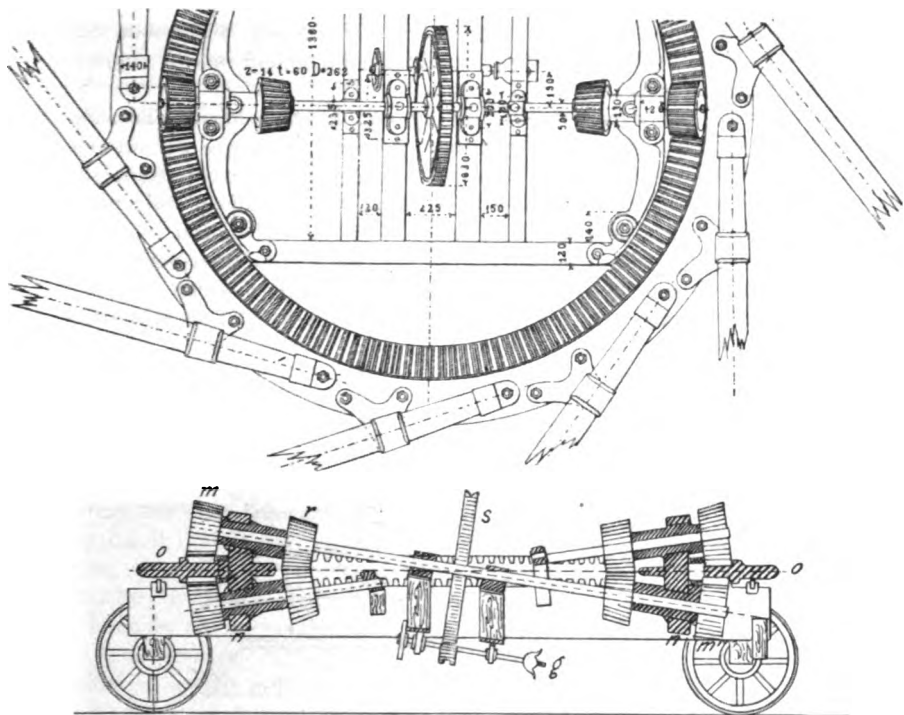



Fig. 94.

unite le braccia *a*, legate dai tiranti *c*, portanti in *e* degli archi su cui si avvolge la fune *d*, e ad uno (o più) dei quali, mediante l'uncino *k*, si at-

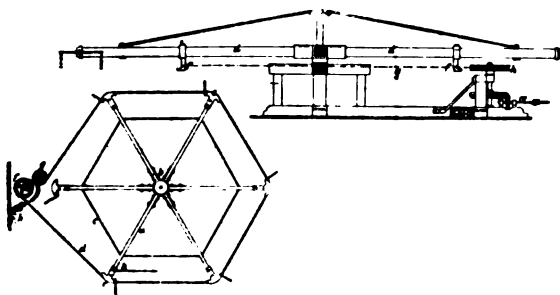



Fig. $95^{1 \cdot 2}$.

tacca il cavallo; la fune trasmette il moto all'albero verticale della puleggia *f* e rimane tesa, mediante i rulli *g b*, con contrappeso. Può essere ottenuto un rapporto diretto di $^{1}/_{25}$ a $^{1}/_{30}$.

Fig. 95*. *Maneggio a catena Rodenberg.* La catena g avvolta su una corona costituita da settori isolati f, fissati a d, mette in moto la puleggia h e con questa l'albero w. Il sistema è tale che, spostando i settori f, coll'avvicinarli insieme od allontanarli dal centro, si possono ottenere le variazioni volute nel rapporto di velocità, modificando il diametro della puleggia motrice.

Il maneggio a cigna Weichert (fig. 96). È stato ideato allo scopo di togliere dai maneggi la trasmissione a ruote dentate, e per ottenere un rapporto di trasmissione elevato con minori resistenze passive. Sul perno verticale p' è montata folle la puleggia R, unita alla piccola puleggia r, nonchè l'altra puleggia R' che è di un pezzo col mozzo k, al quale si applicano il braccio (o le braccia del maneggio). Due altri perni verticali, riuniti dal traverso t, portano le piccole puleggie di guida l (l_1 ad l_4) mentre un terzo perno p_2 porta la puleggia di rinvio l_3. Due sopporti b,

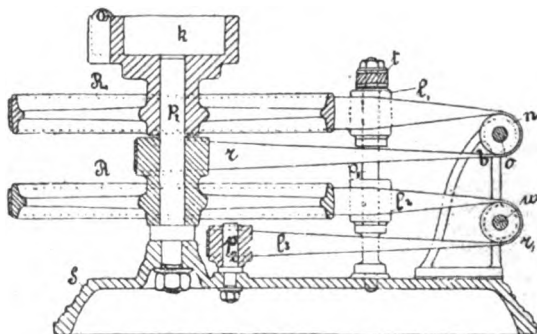
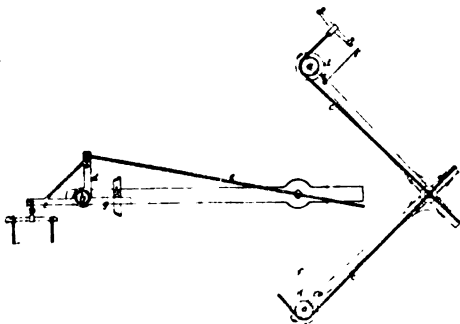



Fig. 96.

a forma di mensola, sostengono ciascuno due altre carrucole di rinvio n ed r; n è l'albero motore del maneggio unito alla trasmissione col solito giunto articolato. Su w si trovano due rulli di guida, e collo stesso è unito in modo stabile il manicotto di innesto a denti ed una puleggia r_1, provvista del secondo manicotto di innesto a denti e di una molla, che preme sul manicotto per modo che, effettuandosi la trasmissione di lavoro dal braccio del maneggio, vi partecipa il manicotto coll'albero w a mezzo della puleggia r_1; ma, quando il motore si arresta, i denti dell'innesto si sciolgono da sè, in quanto questi respingono indietro la puleggia r_1, sicchè l'albero w può girare ulteriormente nella stessa direzione senza trascinare l'intero meccanismo. La trasmissione del maneggio ha luogo come appresso: dal braccio trascinato dall'animale è fatta muovere la puleggia R_1; la cigna di questa, mediante i rulli di guida e rinvio $l\,n$, trasmette il moto alla puleggia r; la cigna di R_1 ed r forma un nastro chiuso. L'altra cigna montata sulla puleggia R, trasmette in egual modo il moto all'albero w, a mezzo del rullo di rinvio sul perno p_2. In tal maniera, con un meccanismo concentrato, si realizza un grande rapporto di trasmissione, con mezzi semplici, e con minimo lavoro passivo.

L'attacco dei cavalli alle braccia del maneggio deve essere fatto con norme speciali. Si richiede che l'animale non tenda a spostarsi deviando dal cammino circolare che gli è tracciato, poichè, in tal caso, diminuisce sempre il braccio di leva dello sforzo; che un arresto improvviso non gli sia di danno se per forza viva gli organi del maneggio continuano nel moto impresso; che, se più cavalli sono applicati allo stesso meccanismo, gli sforzi che essi producono sieno possibilmente eguali; infine che, in casi speciali, il meccanismo possa essere provveduto di organi di sicurezza.

Nei maneggi delle fig. 83 e 92 l'attacco della fune di trazione al collare si ottiene mediante un bilancino in forma di forchetta. Nei maneggi comuni l'attacco del cavallo al braccio del maneggio è fatto con un bilancino ordinario applicato alla estremità di questo. Mediante tiranti o corde oblique si provvede a che il cavallo non possa allontanarsi dal movimento circolare. Essendo il braccio del maneggio in questi attacchi posteriore al cavallo, un arresto improvviso del medesimo può esser causa che il braccio vada a colpirne le gambe posteriori. Si sono perciò studiate disposizioni per cui il braccio sia anteriore al cavallo e questo anzichè tirarlo lo spinga. L'animale allora, racchiuso fra due stanghe rigide, si mantiene meglio nella direzione del moto. Non citiamo le disposizioni relative, chè il loro esame ci trarrebbe troppo in lungo. Talvolta il braccio su cui l'animale agisce per trazione, è così disposto, nel mozzo, da rendersi solidale al medesimo per spinta in un dato senso, e da disimpegnarsi, per spinta in senso opposto.

Fig. 97¹ · ².

La fig. 97¹ dà una disposizione di sicurezza contro le rotture del braccio del maneggio applicabile per la manovra a due cavalli, nella quale ottiensi anche di rendere uniforme fra di essi lo sforzo di trazione. All'estremo del braccio, e girevole sul perno *h*, sta la leva tripla *c g d*, al cui capo *e* viene attaccato il bilancino di trazione: mentre al capo di *d* è unito il tirante di ferro *c*, che, passando sull'asse dell'albero, si attacca ad una egual leva tripla applicata alla parte opposta del braccio, pel 2.° cavallo. L'asta *e* regolarizza lo sforzo di trazione fra i due cavalli, o scarica le due braccia del maneggio. L'oscillazione della leva è limitata da un piuolo che urta contro *h*.

La fig. 97² dà la disposizione *Giffhorn* per rendere uniforme lo sforzo di trazione di 4 cavalli sulle 4 braccia di un maneggio. All'estremo delle 4 braccia sono montate le puleggie *d*; sulle due coppie di puleggie diametralmente opposte si avvolge una corda *c* portante il bilancino d'attacco del cavallo. Così i cavalli che agiscono all'estremo d'uno stesso dia-

metro esercitano un egual sforzo di trazione. La corda f unita alla testa del cavallo, e fissata all'estremo della leva e, ha lo scopo di impedire le deviazioni trasversali nel movimento.

Disposizione Hubner per rendere uniforme sui maneggi lo sforzo motore (fig. 98). Per rendere uniforme lo sforzo di trazione fra i diversi animali applicati ad un maneggio, il sig. Hubner ha ideato la seguente disposizione applicabile ai maneggi ordinari. Alla parte snperiore dell'albero verticale del maneggio, sulla crociera b, sono le braccia $B B_1 B_2 B_3$, al cui estremo in $E E_1 E_2 E_3$ sono attaccati i cavalli; l'attacco è fatto con leve angolari $e\ e_1\ e_2\ e_3$ le cui estremità libere sono riunite su un rettangolo articolato $s\ s_1\ s_2\ s_3$ con tiranti $t\ t_1\ t_2\ t_3$.

Il dettaglio dell'articolazione ad anelli, sugli spigoli del quadrilatero,

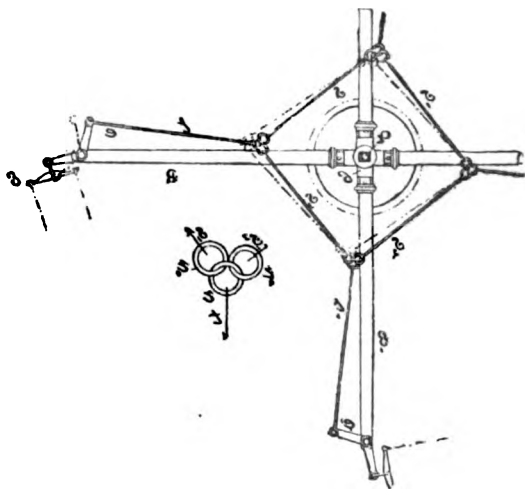



Fig. 98.

è dato a parte nella figura; l'anello r è unito all'asta di trazione t, gli altri due ai due lati del quadrilatero; se lo sforzo dei quattro animali attaccati al maneggio è uniforme, il quadrilatero è un quadrato; se non è uniforme (perchè ad esempio uno dei cavalli eserciti uno sforzo maggiore degli altri) esso assume forma di un rombo (vedi la parte punteggiata dalla figura), e lo sforzo viene da sè ad equilibrarsi per l'azione reciproca che i vari motori esercitano uno sull'altro.

Sistemi di frenatura applicati ai maneggi. Uno degli inconvenienti che presentano i meccanismi nel lavoro delle macchine agricole, cui sono ordinariamente applicati, è il difetto di una disposizione che permetta di esercitare, dal posto ove trovasi il guidatore, una efficace frenatura. Si è cercato di applicare dei freni agli alberi veloci delle trebbiatrici e dei trincia-foraggi mossi coi maneggi, ma la loro azione è al solito accompagnata da tali scosse, da produrre, quando si adoperano, rotture, ed un movimento faticoso da parte del motore, per le alternative di carico e scarico.

Tra le varie disposizioni, fra cui ricordiamo anche la disposizione Driger, ci limitiamo a descrivere quella ideata da Rosemann (fig. 99).

Il maneggio consta di una piastra di base A che serve di appoggio al sopporto dell'albero w di questo; su w è calettata la ruota a catena R, ed inoltre è folle la testa di una leva K, e finalmente è calettata la puleggia B del freno. Su due sporti K sono fissate le leve di ferro H, e da K si stacca il pezzo i che serve a portare il freno a, costituente il centro di rotazione della leva del freno h. A questa si attaccano con perni e c gli estremi del nastro di frenatura n, che può essere manovrato a mano, per stringersi ed allargarsi sulle puleggie a mezzo della manovella e e di una testa di madrevite scorrevole, entro una scanalatura della leva h: madrevite avvitata sull'estremo filettato dell'asta K, unita all'asta H del maneggio. Dalla ruota grande R il moto è trasmesso alla piccola ruota a catena R_1 del contralbero V colla catena T, ottenendo così il moto della

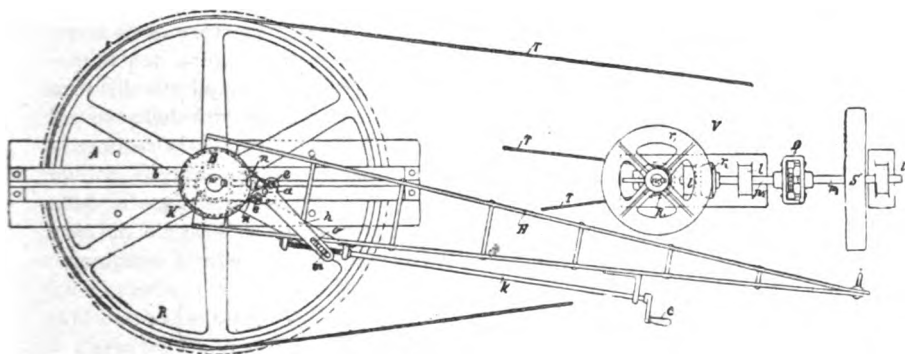



Fig. 99.

coppia conica r r_1; l'albero w_1 della ruota r_1 è unito all'albero w_2 della puleggia motrice S con un giunto conveniente. Se si pone il maneggio in moto, e il nastro del freno è allentato sulla relativa puleggia, ne verrà che la testa di leva, col braccio H del maneggio e il nastro, ruoteranno intorno all'albero w, in quanto la testa di leva è folle su w. Con graduale tensione del nastro, resa possibile colla manovella e, viene gradatamente trasmessa la rotazione di H a w, mentre, con rotazione continua della manovella, si può porre la macchina al riposo. Con tale sistema di freno si può mettere in moto la macchina rapidamente o lentamente, con vantaggio per la durata della macchina e per gli animali destinati alla trazione.

Dati numerici relativi a questi maneggi. Come già notammo il raggio conveniente delle braccia è di 5^m: la piccola inclinazione all'orizzonte che loro si dà (circa 18°) ha lo scopo di assicurare, colla componente verticale dello sforzo di trazione, la stabilità del meccanismo. L'effetto utile d'un maneggio a triplo rapporto è di 0,80, a doppio rapporto di 0,85. Il maneggio Barret dà un effetto utile di 0,75. Minore sensibilmente riesce l'effetto se la coppia di trasmissione è costituita da ruote elicoidali, maggiore nelle trasmissioni semplici per funi. Il coefficiente di effetto utile

non comprende quello dell'energia del motore, pel quale il valore di Lg, dato al n.° 2, subisce ordinariamente nell'applicazione al maneggio delle modificazioni; si assumerà lo sforzo $K = 45 - 65$ kg., la velocità $v = 0,9 - 1,10$, il tempo in ore $t = 6 - 8$, adottando come valore massimo giornaliero di Lg 1.600,000 kgm.

10. Maneggi del 2.° tipo. – La forma più antica è rappresentata dalla fig. 100, grande disco di legno AA, di 12 a 15 m. di diametro, il cui asse è inclinato di un angolo α eguale a circa 20° rispetto alla verticale; sul disco si fa salire, in posizione corrispondente al diametro orizzontale e all'orlo di esso, il motore (cavallo o bue); questo, nel movimento, rimane effettivamente in posto, obbligando il disco a scorrere al di sotto.

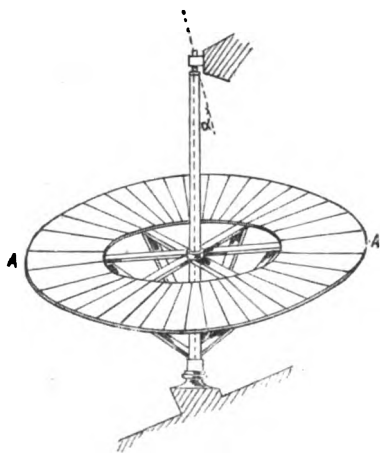



Fig 100.

Il momento motore dell'animale, detto Q il suo peso ed a la distanza del suo centro di gravità dell'asse del disco, è Q sen α. a; se la resistenza P è applicata ad un braccio di leva b, ed è Q_1 il peso nel disco e delle altre parti mobili, r il raggio dei due perni, l'eq. d'equilibrio si avrà per

$$Q \operatorname{sen} \alpha \,.\, a = Pb + f\varrho) + f(Q + Q_1)\left(\frac{2}{3}\cos\alpha + \operatorname{sen}\alpha\right) r. \qquad (12)$$

Se v è la velocità periferica del disco a distanza a, e se riteniamo che il lavoro fornito dal motore possa eguagliarsi a quello che occorre per portare un peso Q sen α su strada orizzontale con velocità v e per ore z al giorno, applicando, per esempio, la (3) si ha:

$$Q \operatorname{sen} \alpha = K\left(3 - \frac{v}{c} - \frac{z}{t}\right) \quad \text{cioè} \quad v = \left(3 - \frac{Q \operatorname{sen} \alpha}{K} - \frac{z}{t}\right) c. \qquad (13)$$

In media $K = {}^1/_6\, Q$, e $z = {}^1/_8\, t$, essendo d'ordinario breve la durata del lavoro in questi apparecchi, onde

$$v = ({}^8/_8 - b \operatorname{sen} \alpha)\, c = 0{,}68, \quad \text{per} \quad \alpha = 26° \quad \text{e} \quad b = 1{,}1.$$

Quanto maggiore vuolsi z, tanto minore si terrà la inclinazione del disco: per $k = 6\,Q$ e $v = 0{,}6\,c$, si ha dalla (2)

$$\operatorname{sen} \alpha = {}^1/_6 \left(2 \,.\, 4 - \frac{z}{t}\right) \quad \text{e cioè per} \quad \left\{ \begin{array}{lllll} \alpha = & 21° & 18.5° & 16° & 13{,}5° \\ z/t = & {}^1/_4 & {}^1/_2 & {}^9/_4 & 1. \end{array} \right.$$

Queste formole ponno applicarsi anche ai due tipi successivi.

Il maneggio americano a cassa Emmery è dato dalla fig. 101. È costituito da una doppia catena articolata, senza fine, le cui articolazioni sono trasversalmente congiunte, formando un suolo su cui tende a salire l'animale chiuso nella camera superiore, provocando così la rotazione della

carrucola g, e, mediante coppia d'ingranaggi, quella dell'albero m, su cui esternamente è montata la puleggia motrice. Ogni articolazione, per facilitare il moto della catena, è provvista di rulli di guida, scorrenti sopra e sotto su apposita rotaia. L'estremo n, opposto alla puleggia g, è costi-

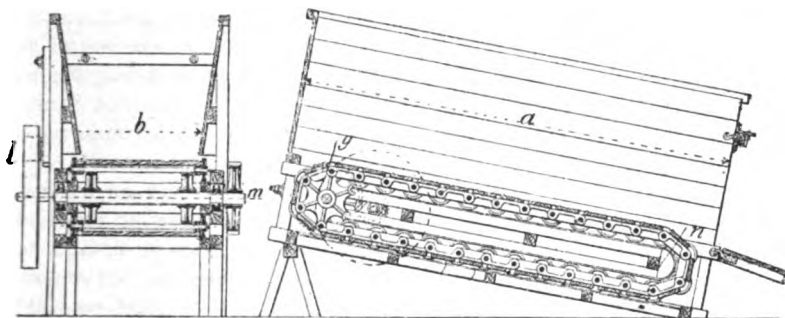



Fig. 101.

tuito da una doppia guida fissa circolare. Talvolta è soppresso l'albero m, ed in n ponesi una puleggia di piccolo diametro che comanda l'albero motore; è però preferibile la 1.ª disp. Per un cavallo, $a = 2{,}50$, $b = 0{,}70$; sforzo motore $Q \operatorname{sen} \alpha$ (α come sopra); con velocità di 1 m. si possono avere sulla puleggia motrice 150 giri; in l si ha un sistema di freno automatico che agisce al sospendersi del lavoro sulla macchina operatrice.

Assai semplice è il *maneggio di Eureuse:* consta (fig. 102) di due robusti cilindri di legno F aventi circa 1m.20 di diametro e 0.80 di larghezza con dieci gradini sulla periferia. La linea dei perni è inclinata all'orizzontale di $\alpha = 13^\circ \sim 15^\circ$. La distanza orizzontale dei perni di F è circa m. 1.20 — 1.30, il che corrisponde alla distanza tra le gambe posteriori e anteriori di un cavallo; questi appoggia colle prime sul cilindro più basso nella direzione x, e colle seconde sul più alto nella direzione y. Il cavallo, spinto a camminare, rimane al posto, e produce la rotazione dei tamburi. Due ruote dentate eguali G di 96 denti ingranano collo stesso rocchetto a 12 denti, sul cui asse trovasi la puleggia-volano N. Se le ruote F fanno 8 giri al 1′, la N ne fa 64. Lo sforzo agente alla loro periferia è $Q \operatorname{sen} \alpha$ (Q peso), la velocità $v = 0.55$ circa. Il lavoro al 1″ è di 55 kgm. per $z = 8$. Effetto utile del meccanismo $= 0.88$.

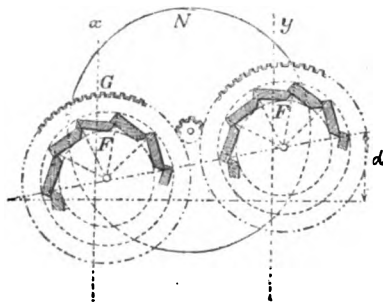



Fig. 102.

CAPITOLO IV.

MOTORI A VENTO

§ 1.

MOTORI A VENTO IN GENERE.

1. Il progressivo sviluppo dei motori a vento. — I motori a vento, coi quali si utilizza la forza viva dell'aria atmosferica in movimento, e la cui origine risale in Oriente alla più remota antichità, sembrano essere stati, dopo le crociate, applicati (la prima volta in Europa) nella Germania. I primi esempi di queste costruzioni, impiegate a servizio della macinazione (donde il nome di *molino a vento,* che comprende l'intera costruzione, di cui era parte il motore e l'operatrice) apparvero verso il 1100, e si diffusero in breve tempo. Tuttavia, malgrado l'antica data di nascita, la loro costruzione è stata, fin quasi a questi ultimi anni, caratterizzata da una grande stazionarietà, e, malgrado le ricerche scientifiche del passato secolo, dall'uso di norme affatto empiriche. Ai nostri giorni però i nuovi studi analitici sul lavoro che può essere fornito da questi motori, i quali si sono aggiunti ai risultati già ottenuti da Maclaurin ed Eulero — le nuove esperienze (Hagen, Recknagel Wolf, ecc.), aggiuntesi alle esperienze di Smeaton e di Coulomb, fornenti dati pratici circa la pressione del vento alle superfici mobili — la maggior precisione ed abbondanza di dati meteorologici sulla velocità del vento in determinate località, da cui soltanto può giudicarsi la convenienza dell'impianto — ed infine i nuovi tipi di motori, venuti dagli Stati Uniti d'America, che hanno in parte abbandonato le forme tradizionali, ed utilizzato i materiali più proprii — sembrano aprire al motore a vento nuovi campi di applicazione industriale. La quale, in determinati casi, come pel movimento di apparecchi di macinazione, o di pompe destinate ad alimentare serbatoi a scopi industriali od agricoli, ecc., ed in genere, quando non occorra o la forza rilevante o la continua regolarità quantitativa del prodotto, e questo possa essere immagazzinato nei periodi di eccesso, ovvero quando si possa accumulare, mediante acqua od elettricità, il lavoro prodotto, si presenta sotto ogni riguardo conveniente pel suo carattere quasi interamente gratuito.

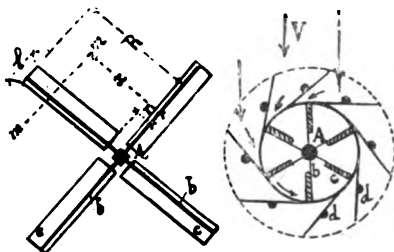
In Olanda sonosi costrutti motori a vento di dimensioni gigantesche; essi sono numerosi in Germania ed in Francia, e negli Stati Uniti

si contano a decine di migliaia. Coi dati di Wolff, nei tipi americani, il costo del cavallo riesce, pei piccoli apparecchi di L. 0.75 al giorno, e per grandi di L. 0.16.

2. *Varie categorie di motori a vento.* — Non convenendo raccogliere l'aria atmosferica animata dal vento in condotte, e richiedendosi, per la limitata sua massa specifica e per le velocità ordinarie, che, anche pei piccoli lavori, sia grande la superficie del motore premuta dall'aria, i motori a vento offrono fin qui la caratteristica di essere interamente immersi in un fluido motore illimitato.

I motori a vento sono *continui*, costituiti nel loro *meccanismo principale* da un asse, provvisto di ali o di palette, posto in rotazione della pressione del vento che si esercita contro queste ultime. Tali motori prendono perciò il nome di *ruote a vento*, e si distinguono in due categorie secondo che la superficie ricevitrice sia sempre esposta nel movimento alla pressione dell'aria, o vi si trovi esposta periodicamente; nel primo tipo le ruote sono ad asse orizzontale o quasi (*ruote ad ali*); nel secondo, generalmente ad asse verticale (*ruote a palette*). Diciamo fin d'ora che la prevalenza spetta fino ad oggi al tipo delle ruote ad ali, malgrado alcuni tentativi fatti per perfezionare le ruote a vento a pale.

Fig. 103[1·2].

Le ruote ad *asse orizzontale* che vennero introdotte per le prime nell'uso, ed ancora oggi forniscono i tipi migliori, sono costituite, nella loro forma primitiva, da un robusto *albero A* (fig. 103[1·2]) alla cui estremità sono montate le *razze b*, solitamente in numero di 4, sulle quali sono applicate le *ali c*, aventi coi loro elementi una inclinazione (costante o variabile) rispetto alla direzione dell'asse. Il vento, investendo tale sistema in senso parallelo all'asse, agisce sopra di esso come farebbe una vite su un madrevite. Questo tipo semplice ed antico si è venuto successivamente trasformando e perfezionando, ma il principio ne è rimasto invariato.

Le ruote ad *asse verticale*, la cui forma corrisponde in genere app.° a quella delle ruote idrauliche, non hanno dato finora buoni risultati di fronte alle precedenti.

La forma schematica ne è data dalla fig. 103[2]; *a* asse verticale, *b* razze, *c* palette, costituite da una superficie piana o cilindrica colle generatrici parallele all'asse. È evidente che la semplice ruota composta della parte *a b c*, a palette diritte, immersa nella corrente aerea, con asse verticale od orizzontale, non potrebbe sviluppare lavoro e rimarrebbe in quiete, perchè il vento agirebbe con eguale intensità per farla ruotare in due direzioni contrarie. Perchè il vento agisca in modo da produrre la rotazione occorre, o dare alle palette una opportuna mobilità su asse verticale, od involgere il sistema con un mantello o direttrici *d* del vento, come indica la fig. 103[2]. Riservandoci di esaminare alcuni dei tipi più recenti, osserviamo intanto che malgrado essi presentino rispetto alle ruote

ad ali minori resistenze d'attrito e maggiore stabilità costruttiva, tuttavia, per la quantità del lavoro sviluppato, hanno le prime una superiorità incontestabile, in quanto esse ricevono in modo continuo l'azione dell'aria sulla stessa ala, così che, a pari superficie, la ruota ad ala può sviluppare un maggior lavoro. È questa una condizione importante in apparecchi che, anche per piccoli lavori, raggiungono grandi dimensioni, e nei quali, per la impossibilità di concentrare il lavoro delle correnti atmosferiche, occorre offrire in presa al vento la maggior superficie possibile.

Prenderemo successsivamente in esame i due tipi di *ruote ad ali* (asse orizzontale) e di *ruote a palette* (asse verticale) nella disposizione del loro meccanismo principale e nella loro attitudine a fornire il lavoro, esaminando insieme le diverse forme di *meccanismi regolatori* di cui sono provviste. I meccanismi regolatori (automatici o no) nelle ruote a vento sono richiesti dalle variazioni nella direzione del vento (orientazione della ruota), dalle variazioni nella velocità del medesimo e quindi del lavoro che esse ponno fornire; sono poi richiesti, oltre che, dalla necessità di eguagliare il lavoro motore al resistente, da quella di evitare, in condizioni di velocità eccessive del vento (uragani), gravi danni alla ruota ed all' intera costruzione di cui è parte.

§ 2.

Ruote ad ali.

3. Lavoro fornito da una ruota ad ali. — Si immagini fatta una sezione in un' ala con piano parallelo all'asse della ruota e normale alla razza (piano di traccia *m m* nella fig. 103[1]) per modo che la traccia dell'ala su di esso sia *a b*, e l'albero prenda la direzione *n n*, della fig. 104, e si consideri un elemento infinitesimo di superficie *d A*, i cui punti sieno tutti animati dalla stessa velocità v (il che con lieve appross.° può ammettersi per tutta la lunghezza *a b*); si indichi con α l'angolo acuto con cui il vento, che possiede la velocità V, agisce sull'elemento *a b*; la pressione normale del vento sopra detta superficie è data da

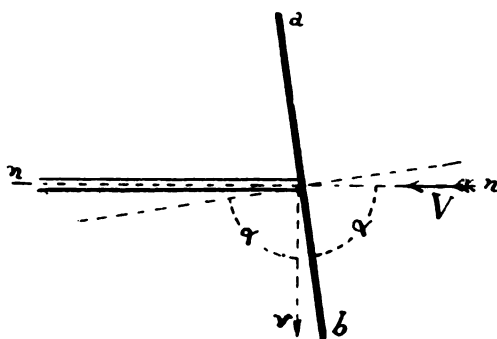



Fig. 104.

$$d N = k \cdot \gamma \cdot d A \cdot \frac{w^2}{2 g} \qquad (1)$$

dove k è un coeff.° sperimentale, γ il peso specifico dell'aria, g l'accelerazione di gravità, e w la velocità relativa del vento normale contro l'elemento di ala considerato.

Nel caso nostro (fig. 104), $w = V \operatorname{sen} \alpha = v \cos \alpha$; e lo sforzo elementare tangenziale dP sull'albero, nel senso di v,

$$dP = k\gamma . dA . \frac{1}{2g} (V \operatorname{sen} \alpha - v \cos \alpha)^2 v \cos \alpha,$$

ed il lavoro elementare dL (poichè la componente di dN parallela all'asse non produce lavoro) è

$$dL = dP . v . = k\gamma dA \frac{1}{2g} (V \operatorname{sen} \alpha - v \cos \alpha)^2 v \cos \alpha. \qquad (2)$$

Se, ora, i è il numero delle ali di una ruota, l la larghezza delle medesime ad una distanza x dall'asse (i cui valori estremi sieno r ed R), e $dA = l\,dx$, il lavoro in kgm. al 1'' della forza viva del vento su una ruota ad ali sarà dato da

$$L = \frac{ik\gamma}{2g} \int_r^R l\,dx\,(V \operatorname{sen} \alpha - v \cos \alpha)^2 v \cos \alpha. \qquad (3)$$

Questa eq.° generale comporta delle semplificazioni, come si vedrà in appresso; ricordiamo che in ogni caso $v = x\,\omega$, essendo ω la velocità angolare della ruota; l ed α possono essere in alcuni tipi variabili con x, in altri no.

Osservazione. Se l'elemento di superficie, oltre all'essere inclinato di α sull'asse fosse inclinato di β sul piano (V, v), caso che del resto non corrisponde alla pratica ordinaria, sarebbe

$$w = V \operatorname{sen} \alpha \cos \beta - v \cos \alpha \cos \beta$$

ed il lavoro dato dalla (3) prenderebbe la forma

$$L = \frac{ik\gamma}{2g} \int_r^R l\,dx\,(V \operatorname{sen} \alpha - v \cos \alpha)^2 v \cos \alpha \cos^3 \beta \qquad (4)$$

che evid.° riesce massimo per $\beta = 0$, come appunto si pratica.

Gli elementi dell'eq. (3) si determinano nel seguente modo:

1.° *Valore di α corrispondente al massimo effetto.* Si domanda quale sia il valore dell'angolo di inclinazione dalle ali, perchè sia massimo il lavoro ottenuto, e come esso debbasi modificare con x.

Dalla (2), considerata come funzione di α, si ricava che il lavoro è nullo per $\operatorname{tang} \alpha = \frac{V}{v}$ e per $\alpha = 90°$; fra questi due estremi esso è massimo per quel valore che rende eguale a zero la derivata di

$$(V \operatorname{sen} \alpha - v \cos \alpha)^2 v \cos \alpha$$

rispetto ad α. Si ottiene così la formola di Maclaurin:

$$\operatorname{tang}^2 \alpha - 3 \frac{v}{V} \operatorname{tang} \alpha = 2,$$

cioè

$$\operatorname{tang} \alpha = \frac{3}{2}\frac{v}{V} + \sqrt{\left(\frac{3}{2}\frac{v}{V}\right)^2 + 2}, \qquad (5)$$

o, ch'è lo stesso, mettendo in evidenza il valore di x, per essere $v = x\,\omega$

$$\operatorname{tang}\alpha = \frac{3}{2}\frac{\omega}{V}\,x + \sqrt{\left(\frac{3}{2}\frac{\omega}{V}\,x\right)^2 + 2}\,; \tag{6}$$

cioè la forma dell'ala è tanto più conveniente quanto più α si faccia crescere nel passare da r ad R, dando all'ala forma di una superficie rigata generata da una retta che, appoggiando su due direttrici fisse, si mantenga parallela ad un piano.

2.° *Valore di* v *corrispondente al massimo effetto.* Se nella (2) si considera α come costante si avrebbe un lavoro nullo ($dL = o$) per $v = V.\operatorname{tang}\alpha$ e $v = o$; il massimo valore si ha rendendo eguale a o la derivata rispetto a v di

$$V(\operatorname{sen}\alpha - v\cos\alpha)^2\,v, \quad \text{ottenendosi} \quad v = \frac{V\operatorname{tang}\alpha}{3}. \tag{7}$$

Se si volesse considerare ad un tempo la dipendenza di dL da v ed α per dedurre dalla (2), considerata quale funzione a due variabili, i valori di α e v corrispondenti al mass.° eff.°, si avrebbe uno sviluppo di calcoli che non soddisfa allo scopo pratico; la stessa pratica ha del resto ottenuto per esperienza che il più conveniente valore di V/v sta fra $2.5 \sim 2.7$, corrispondendo v ai punti all'estremo delle ale di raggio R. Per $V = {}^8/_3\,v$ il valore di α dalla (7) sarebbe

$$\alpha = 83^0\,7'\,2''.$$

3.° *Il valore di* γ assumesi eguale a 1.21 kg. al mc.

4.° *La determinazione del coefficiente sperimentale* k non si può ancora considerare come frutto di esperienze complete ed attendibili; *Weisbach*, in via teorica, indipendentemente dalle dimensioni di una ruota, dà il valore $k = 3$; le più recenti esperienze di Reknagel, che qui sarebbe troppo lungo il ricordare, farebbero di k una funzione delle dimensioni della superficie e dal diametro della ruota. Grashof dà per alcuni esempi di ruote moderne $k = 3{,}6$.

4. Espressione semplice approssimata del lavoro in una ruota ad ali. — L'espressione (3) la quale si presta ad uno studio costruttivo completo delle varie forme di motori, può essere nella pratica (specie per determinare il lavoro in via approssimata nelle ruote di tipo determinato, per le quali i vari elementi sotto l'integrale sieno conosciuti, cioè, α, V, i, $\int l\,dx$ cioè l'area dell'ala, e sia fissato preventivamente il rapporto $\frac{V}{v}$ più conveniente) essere sostituita da una semplice funzione dell'area totale effettiva delle ali (iA), e dal cubo della velocità del vento, V^3; cosicchè il lavoro in kgm. al 1'' venga espresso colla

$$L = k_1\,(iA)\,V^3 \tag{8}$$

k_1 comprende in un sol numero tanto il coeff. sperimentale della (3), come tutti gli altri valori numerici; nelle condizioni medie dei motori di meno recente costruzione $k_1 = \frac{1}{30}$, quindi

$$L \text{ in kgm.} = \frac{(iA)\,V^3}{30}, \text{ ed in cav. } N = \frac{(iA)\,V^3}{2250} = 0{,}0004\,(iA)V^3. \tag{9}$$

Nei motori recenti più perfetti può tenersi $N = 0{,}0005\,(iA)\,V^3$.

Queste formole potranno con rapidità fornire, dato V, il valore di iA, area dell'ali, o di N, quando sieno inversamente dati N od (iA).

Se l'area totale delle ali, come nelle ruote americane che si descrivono in appresso, è data da $(iA) = 0.6\,d^2 \sim 0.7\,d^2$, dalle piccole alle grandi ruote, essendo d il diametro esterno della ruota, (in quanto esse offrono al vento una superficie di poco minore di quella dell'area totale del circolo della ruota) si ha:

$$N = 0.0005 \,.\, 0.7\,d^2\,V^3 = 0.00035\,d^2\,V^3. \qquad (10)$$

Cioè il *lavoro cresce colla terza potenza della velocità e col quadrato del diametro.* Nelle ruote ad ali di tipo comune la superficie opposta al vento e però assai inferiore ai $^2/_3$ dell'area totale relativa a d.

Evidentemente la formola

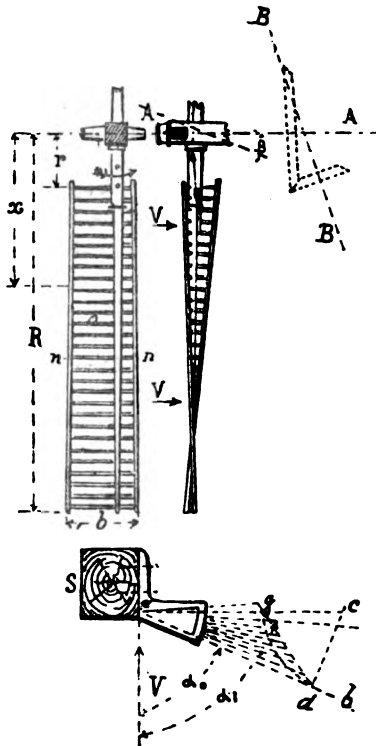
$$L = k_1\,(iA)\,V^3,$$

può tener conto dei progressi che si fanno nel campo delle ruote a vento, ove si modifichi, a seconda dei successivi perfezionamenti, il valore di k_1.

Tanto in questa come nelle precedenti espressioni, l'unità di misura è il metro.

Uno studio più completo e preciso dei motori a vento si può fare con un altro sistema di calcolo; il che noi facciamo prima di esaminare i principali tipi di ruote a vento.

Fig. 105.

5. Calcolazione delle ruote ad ali. — La forma costruttiva più semplice delle ruote ad ali — costituita cioè da ali rettangolari di larghezza l costante, con un valore di α costante od anche variabile nei diversi punti del raggio — presenta un asse in legno AA (fig. 105) la cui testa sporge lateralmente in alto sul fianco dell'edificio, asse inclinato rispetto all'orizzontale d'un angolo $\beta =$ c.^{a} $5° \sim 15°$. Questa inclinazione, usata allo scopo di dare all'edifizio ed al meccanismo maggiore stabilità, di opporre la ruota in senso normale alla direzione del vento, e di rendere quest'ultimo più efficace sull'ala che si trova in basso, allontanandola dalle pareti, viene abbandonata nelle migliori costruzioni recenti. Del resto, il tipo di ruota a vento a quattro ali, di costruzione in legno, è oggi generalmente sostituito da altri con ali più numerose e costruzione metallica. Il moto mediante coppia conica è trasmesso di solito ad un albero verticale interno

BB. Le *razze* della ruota, in legno, sono inserite sulla testa di A trasversalmente, e le ali sono 4, normali fra loro. La sezione di queste razze è di circa 0m,30 al mozzo e 0m,15 alla estremità.

L'ala che comincia ad una distanza r (= c.a 1m,50) dal centro, è formata da una intelaiatura pure di legname, costituita dei piuoli o inseriti trasversalmente nelle razze, a distanza uno dall'altro di 0,4 ~ 0,5, disposti rispetto AA coll'angolo di inclinazione α del massimo effetto, e collegati alla loro estremità dai travicelli n, n. La larghezza l è ordinariamente di 2 metri. Negli antichi tipi, tanto alle razze come ai travicelli $n\,n$, si dava una leggera curvatura all'infuori. Sovra un telaio così costituito viene fissata la superficie piena che riceve l'azione del vento, la quale è formata in tutto da tela di vele, o soltanto sulla parte più stretta, ovvero con assicelle (le inferiori chiodate stabilmente sul telaio, le superiori in modo da poterle togliere in tutto o in parte nel caso di venti forti), talvolta anche con lamiere sottili.

Abbiamo premesso questa descrizione semplice del motore ad ali di tipo più antico, in quanto esso ci serve di passaggio per entrare più addentro nelle calcolazioni generali di questi motori.

Infatti, ogni motore a vento è costituito di un sistema di ali montate su un asse; può variare il numero e la forma delle ali (rettangoli o trapezie) e saranno questi degli elementi di cui il calcolo dovrà tener conto; ma il criterio generale di calcolazione dedotto dalla formula generale resta costante.

Calcolo del lavoro per ruote a vento ad ali rettangole. Perciò il calcolo del lavoro, che è fornito dalla relazione (3) in modo generale, si fa praticamente in ogni caso introducendo nella medesima le ipotesi che si riferiscono ad ogni speciale tipo di ruota, le quali riguardano l'adozione dell'angolo α del mass. effetto, la scelta della velocità angolare e del numero dei giri. Per la ruota della fig. 105 sarebbe inoltre $l =$ cost.e. Dalla (5) si ha:

$$v = \frac{\tan^2\alpha - 2}{\tan\alpha}\,\frac{V}{3} = (\tan\alpha - 2\cot\alpha)\,\frac{V}{3}. \qquad (11)$$

Evid.e nella (3) dx è variabile con α, essendo $\alpha = \frac{v}{\omega}$; mentre l può portarsi fuori dell'integrale. L'integrazione conduce tuttavia a formola complessa, e, nella pratica, si può con sufficiente approssimazione rappresentare l'area di un'ala, con $A = \int_r^R l\,dx$, determinando poi, per quella funzione di α che rimane, il valore medio, tenendo conto di una serie limitata ed uniformemente distribuita sulla razza dei valori di α stesso. Poste nella (3) queste ipotesi, si ottiene:

$$L = \frac{ik\gamma}{2g}\,.\,A\,.\left[V\,\mathrm{sen}\,\alpha - (\tan\alpha\,2\cot\alpha)\,\frac{V}{3}\cos\alpha\right]^2(\tan\alpha - 2\cot\alpha)\,\frac{V}{3}\cos\alpha$$

$$= \frac{ik\gamma}{2g}\,\frac{4}{27}\,A\,V^3\,\frac{3\,\mathrm{sen}^2\alpha - 2}{\mathrm{sen}^2\alpha} = \frac{ik\gamma}{2g}\,\frac{4\,V^3}{27}\,A\,[f(\alpha)]. \qquad (12)$$

Resta a determinare il valore medio di $[f(\alpha)]$. Se supponiamo di dividere l'ala (per esempio) in 6 parti di eguale lunghezza lungo la razza,

si che ogni tratto sia lungo $^1/_6\,(R-r)$, e per ciascuno di questi tratti, alle estremità loro, si consideri la propria velocità periferica, essa sarà pienamente determinata, noti o la velocità angolare ω, o il numero dei giri n, o la velocità all'estremo v; così si potranno cavare, colle (6) o (5), i valori di α corrispondenti ad ogni divisione, comprese quelle dei punti estremi, e corrispondentemente 7 valori della funzione $f(\alpha)$, dei quali si troverà poi il valor medio, (per esempio colla formola di Simpson).

Se, come in alcuni tipi, α fosse costante, evidentemente il calcolo si semplifica, non occorrendo la ricerca del valor medio di $f(\alpha)$.

Si assume ord.^{e} $1 = 4$, e talvolta si arriva a 5 e 6. I valori di α determinati colle (6) (5) oscillano fra α_0 (in basso) $= 60°$ ed α_1 (in alto) $= 85°$. Il tracciamento, per disporre sulle razze i piuoli di guida dell'angolo α, è fatto come a fig. 105 (in basso): *a c* traccia del piano di rotazione della razza *S* in una sezione normale a questa, cui il vento è normale; *a d* direzione del piuolo più prossimo all'asse; *b a c* sarà l'angolo da questo formato; $\alpha_0 = 90° = a\,b\,c$. In un punto qualunque facciasi *d c* perpendicolare ad *a b*; fatto $g\,c = c\,d$, tirisi *g d*. Dividasi l'intervallo fra α_0 ed α_1 in parti eguali quanti sono i piuoli; la loro direzione è data dalle punteggiate che uniscono questi punti con α. Talvolta si fa superiormente $\alpha_1 - 90$; ord.^{e} almeno un piuolo tiensi al di là di *a c*.

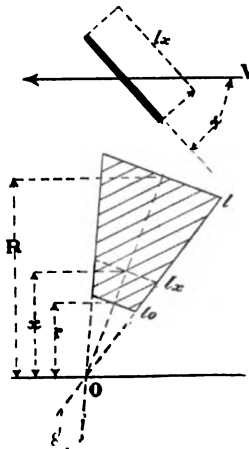



Fig. 106.

Calcolo del lavoro per ruote a vento ad ali trapezie. Ma, come notammo, la forma ordinaria attuale delle ruote a vento (di cui è, come vedremo, capostipite il motore Halladay) costituisce queste ruote di un grande numero di ali disposte simmetriche intorno all'asse, e di forma trapezia. Crediamo perciò opportuno sviluppare il calcolo di questi tipi con maggiore ampiezza, in quanto esso offre anche un interesse maggiore alla pratica.

Ricordiamo perciò il significato dei singoli simboli della relazione che esprime il lavoro

$$L = \frac{i\,k\,\gamma}{19.8}\int_r^R l\,d\,x\,(V \operatorname{sen}\alpha - v\cos\alpha)^2\,v\cos\alpha\cos^2\beta \qquad (13)$$

e delle notazioni inscritte sulla fig. 106.

i = numero degli elementi trapezi di cui si compone la ruota

k = coefficiente sperimentale

γ = peso dell'aria in chg. al mc.

V = velocità del vento

v = velocità periferica esterna della ruota

α = angolo, variabile o costante, di cui un elemento qualsiasi di ala, misurato normalmente al raggio e inclinato rispetto all'asse, o, che è lo stesso, rispetto alla direzione del vento

β = angolo misurato nel senso del raggio, di cui l'ala è inclinata sul piano di rotazione

l_x = lunghezza dell'ala normale al raggio, variabile colle distanza x

x = distanza dall'asse, misurata radialmente, dell'elemento di ala preso in esame

r, R = raggi degli spigoli dell'ala, il più vicino ed il più lontano dell'asse.

L'equaz. generale (13), che è complessa, si riduce ad espressione più semplice che permette la integrazione. Si osservi in primo luogo che il lavoro ottenuto è tanto maggiore quanto più β è piccolo; il massimo si ha per $\beta = 0$ cioè $\cos^2 \beta = 1$; il che al solito è fatto.

Potremo quindi dall'espressione togliere il fattore $\cos^2 \beta$.

Procedasi ad altre semplificazioni. Per una superficie trapezia dell'ala l'area della stessa è:

$$A = (R - r) \frac{l_1 + l_0}{2}$$

e la larghezza l, alla distanza x dell'asse, cioè l_x, è data da

$$l_x = l_0 + (l_1 - l_0) \frac{x - r}{R - z};$$

sostituire tali valori nella (13) complicherebbe la risoluzione della formula. Si risolve praticamente le difficoltà procedendo in modo analogo al caso precedente, risolvendo cioè sotto l'integrale il solo dx in $R - r$ e determinando pel resto della espressione, che è

$$l_x (V \operatorname{sen} \alpha - v \cos \alpha)^2 v \cos \alpha,$$

e che è funzione di x, in tutti gli elementi di cui si compone, un valore medio.

Procedendo, come è stato notato precedentemente, si avrà:

$$L = \frac{i k \gamma}{19.8} \frac{4}{27} (R - r) V^3 \left[l_x \frac{3 \operatorname{sen}^2 \alpha - 2}{\operatorname{sen}^3 \alpha} \right]$$

che può anche scriversi

$$L = \frac{i k \gamma}{19.8} \frac{4}{27} (R - r) V^3 . f (l_x . \alpha). \tag{14}$$

Suppongasi ora di dividere l'ala in un certo numero n di trapezi, per modo che si abbiano i valori l_0, l_1, $l_2 \ldots l_n \ldots$ ed in corrispondenza α_0 α_1 $\alpha_2 \ldots \alpha_n$ (che si ponno trovare colle relazioni (5) (6)), e di poter determinare il valor medio delle relazioni $f(l_x \alpha)$, e precisamente di

$$\frac{3 \operatorname{sen}^2 \alpha_0 - 2}{\operatorname{sen}^3 \alpha_0} l_0, \quad \frac{3 \operatorname{sen}^2 \alpha_1 - 2}{\operatorname{sen}^3 \alpha_1} l_1 \ldots \quad \frac{3 \operatorname{sen}^2 \alpha_n - 2}{\operatorname{sen}^3 \alpha_n} l_n .$$

La media di questi valori darà quella che può essere introdotta nell'equazione (14).

Il problema che si presenta al solito colle ruote a vento, come cogli altri motori in genere, è quello o di determinare il lavoro di una ruota a vento di cui sieno noti gli elementi costruttivi, o di determinare il dia-

metro esterno per ottenere un dato lavoro. In ogni caso importa fissare i seguenti elementi:

1.° *La velocità del vento,* per la quale deve essere ottenuto un dato lavoro.

I venti hanno speciali denominazioni secondo l'uso comune, le quali corrispondono alle diverse velocità.

Denominazione del vento	Velocità in metri al 1″
Vento sensibile	m. 1.50 — 2
„ forte	„ 4 — 6
„ assai forte	„ 7 — 9
„ fortissimo	„ 12 — 15
„ di tempesta	„ 20 — 24
„ di uragano.	„ 36 — 61.

La scelta del vento con cui effettuare il calcolo dipende dai dati meteorologici; si noti però che non si assume mai un dato superiore ai 9-10 metri, in quanto, anzi, ove il vento superi questi limiti di velocità, devonsi applicare al motore dei sistemi regolatori che sottraggano in tutto od in parte la superficie delle ali della ruota all' azione del vento. Una velocità di calcolo conveniente è quella di m. 7 al 1″. Notisi però che, se in una regione la media annuale del vento sta al di sotto di tal limite, si adotterà come base del calcolo la velocità che corrisponde a questa media, per non correre il pericolo che la ruota, col ridursi della velocità del vento, scemi di troppo il lavoro fornito.

2.° *Il raggio minimo delle ali* e cioè il valore di r; or questo valore di r varia dalle piccole alle grandi ruote fra 0,80 e 1,40, ed in generale si assume in un dato rapporto con R, e cioè $r = {}^{R}/_{8} \sim {}^{R}/_{5}$.

3.° I valori di k e di γ: pei quali, come qui si è detto, viene assunto

$$k = 3 \sim 3.60 \quad \text{e} \quad \gamma = 1.21 \sim 1.29.$$

Noti e fissati questi elementi, basterà che nella equazione fondamentale si formi il valore $l_x \dfrac{3 \operatorname{sen}^2 \alpha - 2}{\operatorname{sen}^2 \alpha_0}$ per il che, rimasti nell'equazione due soli valori incogniti — L (lavoro) ed R (raggio massimo) — si potrà poi determinare l'uno o l'altro. Evidentemente bisogna conoscere α, e, se occorre, le sue successive variazioni lungo il raggio. Ma per determinare α deve essere conosciuta v, velocità periferica nel punto in questione, o quanto meno il rapporto ${}^{V}/_{v}$ fra la velocità del vento e quella periferica, rapporto che l'esperienza fissa fra i limiti

$$\frac{V}{v} = 2.5 \sim 3;$$

si trova allora α alla periferia, e, si ponno, se α è variabile, trovarne i valori nei diversi punti del raggio. I valori di α presentano al solito variazioni di 60° ad 80°.

Notiamo incidentalmente che il valore massimo del raggio può variare fra i limiti estremi di 1,50 a 20 metri; i valori di l sono molto arbitrari; per ruote a quattro ali ponno variare da 1,80 a 3,20.

Colla nozione di questi elementi si possono così risolvere i due problemi retro specificati e cioè *a*) o è dato R e si vuole conoscere R, e basterà determinare i successivi valori di $f(l_x\,\alpha)$ dividendo l'ala in quel numero finito di parti che si vuole, (di solito $n = 6 \sim 8$). Trovata la media di questi valori $\frac{\Sigma f(l_x\,\alpha)}{n}$ si introduce questo valore nell'eq. (14) da cui ricavasi senz'altro L — ovvero, *b*) è dato L e si vuole R, ed allora deve procedersi per via di successive approssimazioni delle quali basterà tuttavia un numero limitato (due a tre). Converrà allora ricorrere ad una prima calcolazione approssimata di R, fissando, colla relazione (9), $L = 0.0004\,(i\,A)\,V^3$ il valore approssimato di R dedotto dall'area $i\,A$, quindi, con esso, calcolando le successive funzioni $f(l_x\,a)$ delle quali, fatta la media, ed introdotto il valore medio nella espressione (13), si troverà un valore più approssimato di L, e così via, fino a che due calcoli successivi dimostrino che i valori ottenuti per R differiscono di quantità che la pratica può tollerare.

È questo il processo di calcolo razionale di motori a vento, di cui diamo il seguente esempio, limitato alla ricerca del lavoro in cavalli dato al raggio.

Esempio. Quale è il lavoro che può ottenersi da una ruota a vento a 4 ali trapezie ($l_1 = 2$, $l_7 = 3$, $i = 4$) per una velocità di vento $V = 7^m$, avente i raggi $R = 8.40$ ed $r = 1{,}20$, con un numero di 28 giri (quindi $\omega = 1.885$) in condizione di massimo effetto. Divisa l'ala in 6 parti, come è detto sopra, si ha:

	1	2	3	4	5	6	7
x	r=1.20	2.4	3.6	4.8	6	7.2	R=84
v	2.26	4.5	6.7	9 —	11.3	13.5	15.8
tang α.	1.97	2.68	3.48	4.33	5.23	6.14	7.06
α	63°	69°	73°	77°	79°	80°	82°
Valori di $f(\alpha)$.	0.55	0.77	0.87	0.92	0.94	0.96	0.97
l_x	2	3.16	2.3	2.5	2.67	2.83	3.—
Valori $f(l_x, \alpha)$.	1.1	1.67	2.03	2.3	2.52	2.72	2.91

Valore medio di $(f\,l_x, \alpha)$ 2,22

$$L = \frac{4 \cdot 3 \cdot 1{,}24}{19.6}\;\frac{4}{27}\;7{,}2 \cdot 7^3 . 2.22 = 640\,.\,\text{kgm. al } 1'' = 8.5 \text{ cavalli.} \qquad (15)$$

6. *Effetto utile organico delle ruote ad ali.* — Le formule del numero precedente ci dànno modo di calcolare il lavoro teorico e le dimensioni delle ruote ad ali dei diversi tipi, quali esamineremo in dettaglio nei seguenti numeri. Il rendimento organico dipende dalla resistenza d'attrito e precisamente dai lavori passivi, per la pressione sui supporti portanti, causata dal peso G degli organi, e per la pressione Q lungo l'asse

derivante dalla spinta del vento, la quale è sostenuta da un sopporto di base o ad anelli. Se $2r$ è il diametro dell'albero, e $2r_1$ quello del perno di base, f ed f_1 i coefficenti d'attrito, il lavoro effettivo sull'albero sarà

$$L - (f G . r + f_1 Q r_1) \omega. \tag{16}$$

L lavoro teorico desunto dal numero precedente: ω. velocità angolare. In questa relazione $f = 0{,}1 \sim 0{,}075$, $f_1 = 0{,}03 \sim 0{,}04$ e gli altri elementi sono noti dalla costruzione, meno Q. Ora Q è la pressione del vento sulle ali parallelamente all'asse. Dalla (1) si deduce facilmente il valore di Q quando la pressione normale sulla superficie delle ali si moltiplichi per sen α, anzichè per cos α; quindi, dedotta in modo analogo alla (3), si avrà

$$Q = \frac{i . k \gamma}{2g} \int_r^R l\, dx\, (V \operatorname{sen} \alpha - v \cos \alpha)^2 \operatorname{sen} \alpha \tag{17}$$

ed, introdotto per α il valore del massimo effetto,

$$Q = \frac{4}{9} \frac{i . k \gamma}{2g} V^2 \int_r^R \frac{l}{\operatorname{sen} \alpha} dx; \tag{18}$$

si potrà così avere facilmente Q considerando per sen α il valore medio e ponendo per $\int_r^R l\,dx$ l'area di un'ala. Ordinariamente il lavoro resistente è di circa $^1/_4$ a $^1/_5$ di L, quindi l'effetto utile organico di questi motori è $\eta = 0{,}80 \sim 0{,}75$.

7. Diversi sistemi di ruote ad ali, e vari tipi di meccanismi regolatori nei medesimi. — I perfezionamenti successivi ottenuti sul tipo primitivo nella costruzione delle ruote a vento si sono risolti nel dare forma razionale, secondo i criteri suggeriti dal calcolo, alle superfici delle ali, nell'utilizzare i materiali metallici in sostituzione del legname, nell'ottenere automaticamente l'*orientazione* della ruota rispetto al vento in modo ciò il piano della ruota si disponesse normale al vento, quale fosse la direzione di questo, e nel *regolarne* la velocità in modo da poter conservare una velocità angolare quasi costante, senza per questo subire notevoli variazioni nell'effetto utile del meccanismo. Il sistema regolatore delle ruote a vento moderne, diventa, quando il vento eccede nell'energia sì da poter compromettere la stabilità del motore, un sistema *sviatore* (secondo l'espressione del Reulaux) che mira a sottrarre le ruote dall'azione del vento.

Quanto all'*orientazione,* negli antichi impianti in legno, l'edificio intero cui era applicata la ruota ad ali (o la torre speciale per questa) si faceva mobile mediante argani (o con trazione diretta) sull'asse dell'albero verticale, di guisa che non era alterato l'ingranamento delle ruote coniche interne.

Nei più recenti tipi la mobilità è ottenuta automaticamente o con una banderuola, o con una ruota a vento posta simmetrica rispetto all'asse della ruota ad ali e col piano di rotazione coincidente coll'asse dell'albero verticale, come mostra la fig. 107.

A ruota a vento rinforzata esternamente con due tiranti metallici, *N* parte superiore della torre e della ruota, in legname o muratura, mobile coi rulli *c. c* sull'asse *C D*, come una piattaforma girevole, mediante la ruota *S*, che dispone il motore col suo piano in senso normale alla direzione del vento. Mediante un sistema di ruote dentate coniche, messo in moto da *S*, il rocchetto *g* gira su una corona dentata esterna alla parte fissa della torre, trascinando seco *S* ed *N*. È evidente che il sistema rimarrà fermo quando *S*, essendo diretto col proprio piano nella direzione del vento, non potrà subire, a causa di questo, alcun movimento.

Per poter *regolare* il lavoro della ruota, causa il variare della velocità e quindi della intensità del vento e causa le variazioni possibili nella resistenza utile a vincere, vari mezzi sono venuti successivamente in uso. Uno dei primi, nel caso di eccesso della velocità del vento e quindi di lavoro motore, è *stato di aumentare il lavoro passivo frenando l'albero motore*, aggiungendo cioè allo stesso una resistenza addizionale: ma è questo un ripiego non razionale.

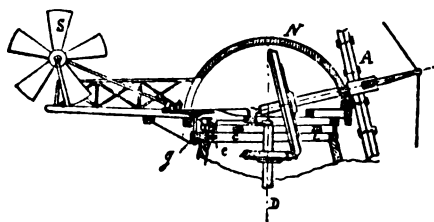



Fig. 107.

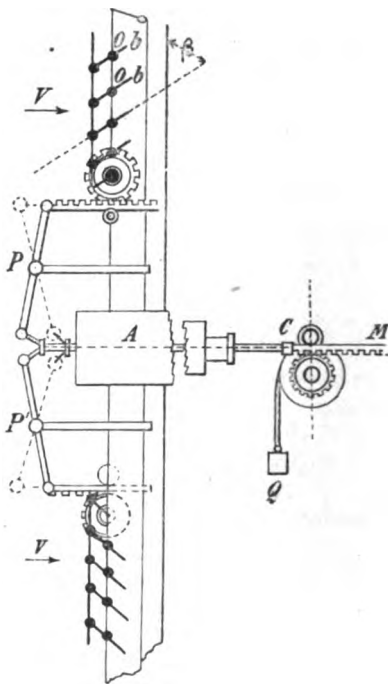



Fig. 108.

Un altro mezzo è stato quello di *modificare le dimensioni delle ali della ruota*, cioè la grandezza della loro superficie attiva: il che facevasi al bisogno o raccogliendo parte della tela che la copriva, o togliendone parte delle tavole, specialmente alla estremità delle ali, ove l'effetto della superficie è massimo.

I mezzi più recenti consistono nel cambiamento di posizione delle superfici delle ali o dell'intera ruota rispetto al vento, ottenuto a mano o meglio automaticamente, con un sistema regolatore opportunamente congegnato.

Ne è esempio la disposizione *Cubitt*, rappresentata nella fig. 108. *A* asse cavo del motore, traverso cui passa l'asta *M* unita in *C* per modo che la parte *C M* dentata non partecipa al moto di rotazione dell'albero, mentre vi partecipa il resto. Il peso *Q* agisce sull'asta dentata *C M* per spingerla all'infuori. Nel moto della estremità di *C N* si produce, colla

rotazione delle leve intorno ai punti P e P_1, fissi rispetto alle ale, la rotazione delle tavolette b (in legno o lamiera) intorno ai perni O, in guisa da presentare al vento maggiore o minore superficie. Ora, mentre il vento tende ad aprirle, il peso Q tende a chiuderle; quindi esse resteranno immobili in una data posizione, sol quando la spinta del vento sia equilibrata da Q. La ruota si calcola ad ali chiuse per una velocità media, giusta i dati esposti, ricordando che il valore di α è costante su tutta la lunghezza dell' ala.

Analoga a questa è la disposizione Berton qui le ali sono costrutte con tavolette formanti, come nel tipo *Cubitt*, una specie di persiana, e girevoli per modo che i singoli elementi possono farsi ruotare su sè stessi essendo articolati ai traversi *a a* (fig. 109). La manovra in questo caso non è però automatica, ma fatta a mano.

Assai notevole, per la costruzione interamente metallica ed il sistema regolatore, è la ruota ad ali *Kirkwe-*

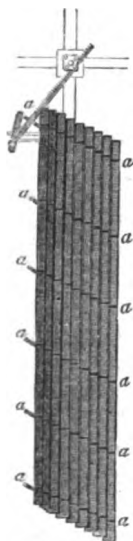
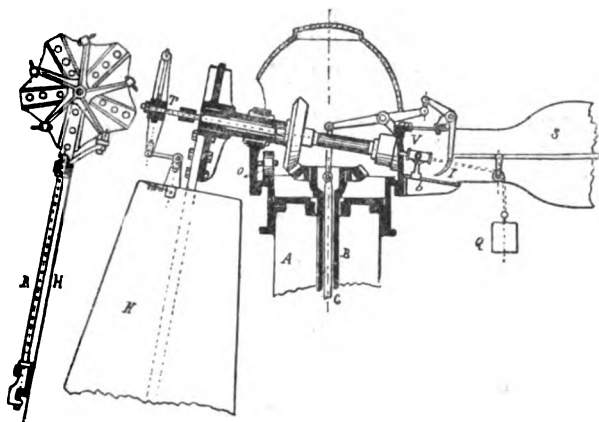



Fig. 109. Fig. 110.

ger, molto usata per le stazioni di alimentazione delle ferrovie annoveresi. La ruota è ad ali trapezie; la sua orientazione è ottenuta con banderuola di lamiera, e la regolarizzazione mediante rotazione dell'ala su asse normale all'asse dell'albero (fig. 110) quindi mediante variazione di α. Sulla colonna A in metallo sta la testa che racchiude il meccanismo, da cui la ruota sporge lateralmente. La testa si orienta colla banderuola S, girando come una piattaforma coi rulli O. La ruota è a cinque razze fissate sopra rosetta di ghisa, costituite dalle braccia R, intorno alle quali l'ala di lamiera è girevole; questa possibile rotazione, che modifica il valore di α (costante su tutta l'ala), costituisce il mezzo regolatore. L'asse della ruota è cavo, attraversato internamente dall'albero TV; il suo estremo T porta cinque braccia, ciascuna delle quali, con opportuno sistema di leve, può far ruotare l'ala disponendola nel piano di rotazione o nel piano dell'asse, secondo che le cinque braccia all' estremo di T si spostino all' infuori o all' indentro.

Il perno *V*, cui si unisce l'estremo dell'alberetto interno, e che è scorrevole su *b*, impedisce a *T V* di girare coll'albero. Lo spostamento all'indietro di *V*, e quindi dell'alberetto, che si verifica sotto l'influenza di *Q*, è limitato dalla punta *I*, contro cui *V* viene ad urtare. È perciò manifesto che, per forti venti, mediante rotazione della leva *I*, tale che si abbia uno spostamento in avanti di *M*, le ali si presenteranno più inclinate rispetto al vento. La manovra della leva *I*, affidata all'albero *c*, interno all'albero verticale *B*, può essere fatta a mano; nelle stazioni di alimentazione viene fatta automaticamente mediante un galleggiante posto nel serbatoio di alimentazione.

Fig. 111.

Ruota Dellon (fig. 111). È come la precedente automatica; la si incontra spesso nel mezzodì della Francia, specialmente impiegata all'irrigazione delle vigne. Un'armatura di sostegno piramidale *A A* porta al sommo un manicotto *B*, nel cui interno può girare libero l'asse d'una sedia a due branche *DD*, sulle quali riposa l'albero motore *E E*. All'estremo di questo è fissata la ruota a vento colle relative ali *H*, le razze in ferro *F* e il mozzo di ghisa *G*.

Le razze sono inclinate sull'asse e tale posizione è mantenuta dai tiranti *J*. Il moto rotatorio della ruota è trasmesso ad un albero verticale, da cui, in *M*, può desumersi il movimento per un apparato qualsiasi. Un freno permette di arrestare provvisoriamente la ruota. Il vento agisce nella direzione di *F* alla parte posteriore; la ruota si orienta da sè. L'ampiezza delle ali si regola automaticamente nel seguente modo.

Le ali sono formate d'un telaio di legno trapezio su cui è tesa una tela. Ma le ali non sono fissate in modo invariabile all'asse della ruota: esse sono unite alla razza a mezzo di due collari, e d'una madrevite infilata sopra vite a filetto multiplo, posta all'estremità della prima. Due molle a spirale riuniscono l'estremità inferiore dell'ala al mozzo. Risulta da questa disposizione che le ali sono suscettibili di girare intorno alla razza, ma che, effettuando la rotazione, esse tendono ad allontanarsi dal mozzo, esercitando così una tensione sulle molle.

Quando la madrevite è all'estremo inferiore lungo la vite, l'ala prende, per l'azione delle molle, la posizione dell'angolo teorico rispetto alla direzione del vento, per fornire il massimo lavoro utile. Ma quando la velocità del vento aumenta, la superficie dell'ala tende a ruotare intorno al braccio, e tale rotazione, a cagione della vite, esercita una certa trazione sulle molle, le quali opporranno una resistenza crescente col crescere dello spostamento. Vi è quindi l'antagonismo di due forze, quella del vento che preme sulle ali per farle ripiegare, e quella delle molle che tende a mantenerle nella loro posizione ordinaria. Quando il vento cresce di intensità le ali si dispongono parallelamente alla sua direzione; cessato l'impulso eccezionale, le molle riconducono le ali alla posizione conveniente.

Ruota a vento Halladay. Una nuova serie di ruote ad ali si è iniziata colla Esposizione di Filadelfia del 1876, ove apparvero le ruote ad ali Halladay e Corcoran, le quali, per il grado manifesto di superiorità rispetto ai tipi già conosciuti, si diffusero rapidamente, non solo in America ma ancora in Europa e specie in Germania. Il sistema regolatore funzionando nei nuovi tipi in modo assai soddisfacente, essi si prestano meglio delle precedenti al lavoro di qualunque macchina operatrice.

Il motore a vento Halladay è rappresentato nella fig. 112[1·2] (vista di fronte e sezione trasversale). La parte superiore della colonna che sostiene la ruota porta il pezzo A in ghisa, sul quale può muoversi circolarmente, a mezzo di rulli, il pezzo B, che forma così la piattaforma girevole per l'orientazione, portante i supporti dell'asse della ruota da un lato, e dall'altro la banderuola Z direttrice.

La presenza della banderuola posteriore fa sì che il piano della ruota motrice debba sempre disporsi, mediante rotazione della capsula di sostegno, perpendicolare alla direzione del vento.

L'albero motore O porta, all'estremo, una manovella a disco, cui è applicata l'asta S di manovra d'una pompa; del resto, a parte questa speciale disposizione della figura, la trasmissione può aversi ad un albero verticale mediante la solita coppia conica. A differenza dei tipi precedenti, e come usasi nelle recenti costruzioni, O è orizzontale. All'estremo dell'albero è applicata la ruota a vento; la quale è formata di un certo numero di settori distinti (sulla figura sono 8) giacenti in un piano normale all'asse, e formati ciascuno da un certo numero di assicelle trapezie inclinate risdetto al vento dell'angolo α (del massimo effetto). Così la superficie del disco presentasi quasi interamente all'azione del vento, ottenendosi, a pari diametro, un maggior lavoro che nei tipi precedenti. Ogni settore può esser girevole sull'asse XX, ed è con tal mezzo che si ottiene

di regolarizzare il movimento della ruota. L'asse *X*, *X* porta al mezzo una manovella *W* unita al tirante *C*, alla leva *D* ed al manicotto *P*. Dentro al collare di questo mette capo la forchetta della leva *F*, portante ad un estremo il contrappeso *G*; *F* e *G* non partecipano al moto di rotazione mentre vi partecipano *C*, *D* e *P*. Il peso *G* agisce in modo da tenere aperti i settori disponendoli nel piano della ruota. Ora, se viene applicato lungo *C* un peso *g* che partecipi alla rotazione, un aumento di pressione del vento, e quindi di velocità, farà ruotare il settore nel senso della freccia, e la deformazione dell' ala si arresterà quando si ristabilisca nuovamente l'equilibrio col peso *G*. Lo spostamento di *P* è limitato dal disco *n* che gli è unito e corrisponde ad una posizione delle ale parallela all'asse. Le leve *p* . *q* (equilibrate), comandate a mano dal tirante *H*,

Fig. 112[1·2].

che scende al basso della torre, permettono di regolare a mano l' andamento e di ottenere l'arresto della ruota.

La fig. 113 dà la disposizione schematica del meccanismo regolatore, mediante il quale la ruota può disporsi nella condizione di assoluto riposo

per qualunque velocità, quando le ali od i settori abbiano compiuta una rotazione di 90°. Le lettere della fig. 113 corrispondono a quelle della fig. $112^{1 \cdot 2}$. Dalla figura e dalla indicazione delle freccie si riconosce facilmente come, coll'aumento della velocità del vento, si sviluppi una forza centrifuga nel peso applicato in C (il peso Q corrisp.e a g della fig. $112^{1 \cdot 2}$) e l'ala tenda a prendere la posizione punteggiata. Ciò, per quanto riflette la formola teorica, corrisponde a rendere nulla l'espressione del lavoro col fare $\beta = 90°$, quindi $\cos \beta = 0$. L'effetto regolatore, a diverse velocità, si modifica spostando il peso G sulla leva F.

Se l è la lunghezza della leva cui è applicato G, C la forza centri-

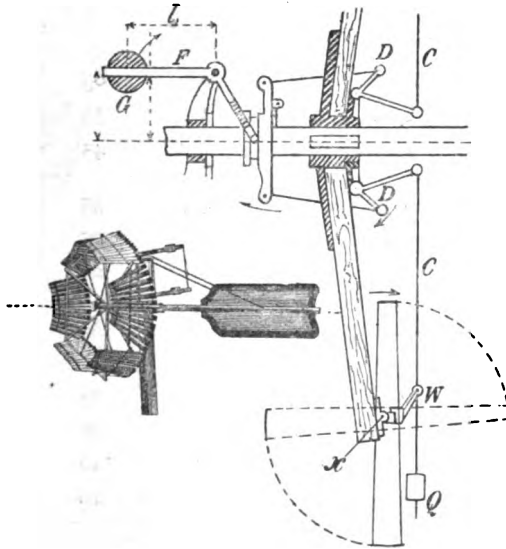
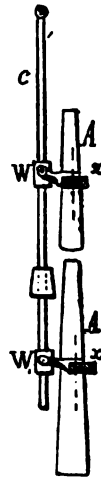



Fig. 113 Fig. 114.

fuga del peso Q, supposto applicato a distanza r, v la velocità periferica di Q, ed n il numero dei giri, sarà:

$$C = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{r} = \frac{4\pi^2 n^2 Q r}{3600.9,8} = \frac{1}{900} n^2 Q r. \qquad (19)$$

Il momento di queste forze rispetto al centro di rotazione della leva D, e quello del peso G (cioè $G\,l$), dovranno equilibrarsi ad una conveniente velocità. In tal modo, fissato il numero dei giri, potrà esser determinato per un dato valore di G, il valore della sommatoria $\Sigma\, Q$.

Le più grandi ruote Halladay si costruiscono con doppio ordine di ali, di 4 o 6 settori concentrici, e la loro manovra regolatrice è fatta come indica la fig. 114. $A\,A$ settori; $x\,x$ assi di loro rotazione, $W\,W$ manovelle, C leva di comando come alle figure precedenti.

La calcolazione loro si fa colla formola generale (13) per ali trapezie, o più speditamente colla (8) tenuto il coefficiente $k_1 = 0.0005$. Il valore di α è al solito costante; si potrebbero dare alle assicelle o alle la-

miere componenti l'ala valori di α variabili colle successive distanze dall'asse, corrispondenti al massimo effetto, opportunamente storcendole. Si calcolano per semplicità come se fossero disposte nel piano di rotazione per un valore medio della velocità del vento. Evidentemente se β (formola 13) cresce fino al massimo $\beta = 90^\circ$, il lavoro è nullo.

Raccogliamo nella tabella alcuni dati numerici relativi alle ruote Halladay.

Diametro esterno $2R$ in metri			Diametro interno $2r$ in metri	Velocità del vento m. al 1''	Lavoro in cavalli effettivi	Numero di giri	Peso in kg. c.a esclusa la intelaiatura di sostegno
pel movimento di pompe	semplici	2,44	0,81	7	0,5	65	200
		3,66	1,22	»	1	55	375
		4,27	1,42	»	2	45	720
	doppie (fig. 114)	6,10	2,03	»	4,5	35	1200
		7,62	2,54	»	6	25	1700
		9,14	3,05	»	8	20	1900
pel movimento di meccanismi qualsiasi		3,96	1,30	»	1,5	55	440
		4,88	1,63	»	2	40	1000
		7,62	2,54	»	6	25	2300
		9,14	3,05	»	8	20	3500
		12,19	4,06	»	18	12	4700
		18,29	6,—	»	40	10	1000

L'orientazione è ottenuta di solito o con banderuola (fig. $112^{1 \cdot 2}$) o colla ruota come a fig. 109; la seconda usata soltanto per motori e torri di grandi dimensioni. Il suo diametro varia ordinariamente da $^1/_2$ ad $^1/_5$ di quello della ruota motrice. Quanto ai mezzi per disinnestare la ruota e sospenderne il lavoro, uno già ne indicammo nella fig. $112^{1 \cdot 2}$, applicato pel movimento d'una pompa. La fig. 115 dà un mezzo di disinnesto a mano applicato ad una ruota a vento il cui asse AA dà moto all'albero verticale B. Il manicotto P, che tiene aperta la ruota per l'azione del peso a manicotto G, può essere portato indietro a chiudere la ruota fino a $\beta = 90^\circ$ manovrando l'asta H.

Altri sistemi di ruote a vento sono derivati dalle ruote Halladay che forma il capostipite di questa famiglia. I principali sono:

1.° *Ruota a vento Eclipse.* Essa è identica alla Halladay, ma i suoi settori sono fissi anzichè mobili a cerniera, dando così alla ruota il vantaggio di una maggior solidità costruttiva e di una maggior durata. Il meccanismo, che regola il lavoro della ruota colla velocità del vento, è schematicamente indicato nella fig. 116 1) 2). Esso riposa sul principio di far muovere tutto insieme il corpo della ruota, disponendola più o meno obliqua nella

direzione del vento. Così la ruota passando dalla posizione 1) (dove riceve intera l'azione del vento) alla 2) (ove non la riceve affatto) può occupare una serie di posizioni intermedie adatte a diverse velocità del vento. La ruota *Eclipse* è indicata in dettaglio nella fig. 117. *A* colonna verticale, in-

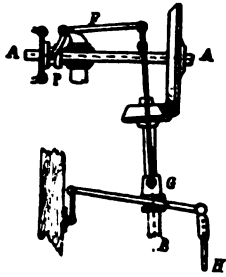



Fig. 115.

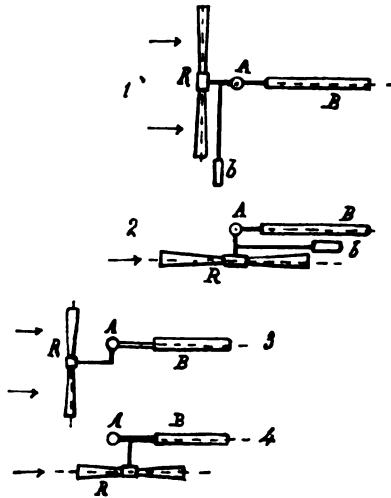



Fig. 116.

torno a cui è girevole il sistema per orientarsi, *B*, banderuola di orientazione, *R* ruota a vento, *b* banderuola regolatrice; quest'ultima si presenta

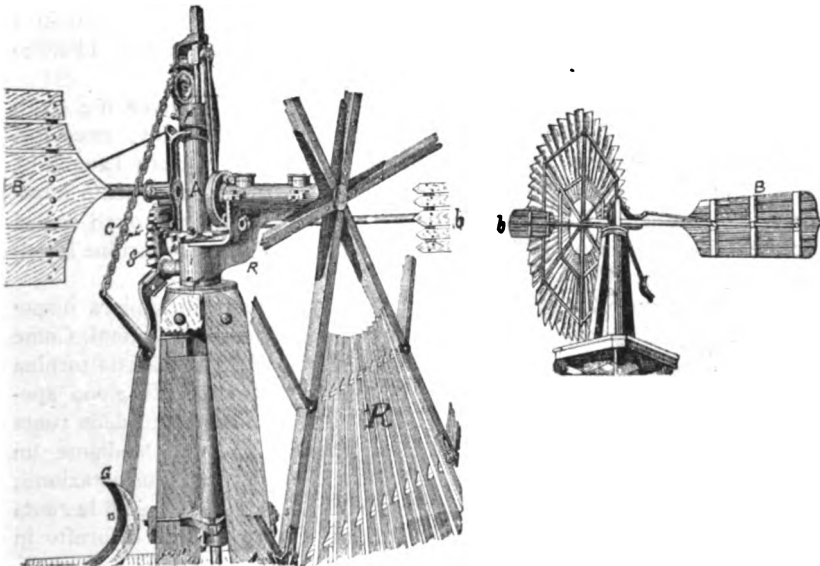



Fig. 117.

da un lato in un piano parallelo a quello della ruota, sporgendo da essa in modo da ricevere l'azione del vento; e, quando questa è sensibile, da produrre la rotazione di *R* intorno ad *A*. La colonna fissa *A* è formata d'un

tubo metallico nel cui asse passa l'albero motore o la biella della pompa mossa dalla ruota. Il sistema formato da B ed R può girare sopra A per orientarsi: ma i manicotti di R e B sopra A sono così disposti, uno sull'altro, che R possa girare indipendente da B, per ottenere la regolarizzazione del moto. Nel passaggio dalla posizione 1) a 2) ruotando R e b intorno ad A, il manicotto comune di R e B sull'asse A, che porta un settore dentato r ingranante con s, produce il sollevamento del peso G, il quale, al cessar del vento che ha spostato R, tende a ricondurlo nella posizione 1). Per sospendere il lavoro, il peso G può essere manovrato a mano dalla corda c discendente in basso lungo l'asse di A.

2.° *Ruota a vento Mast con montatura eccentrica:* (fig. 116) 3) 4). La montatura di questa ruota costituisce appunto il sistema regolatore, producendosi nella ruota, per l'azione del vento, un movimento di rotazione rispetto all'asse A, il quale ha ampiezza tanto maggiore quanto più il vento è forte. Le ali di questa ruota sono in lamiera, aventi forma di un padiglione d'orecchio e disposte sulla periferia in numero di 7.

3.° *Ruota Ultra Standard* (costruttore Reinsch, Dresda). La ruota è a settori fissi. La intera corona della ruota fra il diametro esterno e l'interno è occupato dalle ali, le quali, con un sistema di manovra analogo all'Halladay, possono essere fatte ruotare sopra il raggio in guisa da variare l'angolo α. Dalla fig. 118[1], vedesi come mediante una disposizione di leve applicate a ciascuna razza, si possa produrre la rotazione delle assicelle o o, formanti le ali, sui loro perni. A A razza con tiranti di rinforzo; B anello al diametro interno, B_1 al diametro esterno portanti i perni di o o ...; c leva di comando del meccanismo regolatore identico alla Halladay, e nella figura non segnato.

4.° *La ruota Challenge* (fig. 118[2]) e la *ruota Champion* (fig. 118[3]) si risolvono in modificazioni assai semplici della Halladay, essendosi conservata la rotazione del settore intero in modo da variare l'angolo β.

Potremo aggiungere altri tipi di ruote a vento recentemente introdotte dai costruttori. Ci limitiamo ad accennare ai tipi nei quali sonosi volute imitare le forme delle palette nelle ruote mobili nelle turbine idrauliche e precisamente:

1.° *Il motore Leffel* (fig 119), formato di palette in lamiera disposte in uno spazio anulare fra due anelli di corona riuniti da bulloni. Come risulta della figura, il motore ha la forma di una ruota mobile da turbina idraulica assiale, senza distributore. Il sistema regolatore funziona spostando una leva sul principio della *Eclipse;* ma lo spostamento della ruota rispetto alla direzione del vento ottiensi in modo diverso. Mediante un contrappeso manovrato da catena, si sposta la banderuola d'orientazione; la quale, dopo spostata, ritornerà nella posizione primitiva: quindi la ruota si troverà inclinata sulla direzione del vento. Questo motore è fornito in tre grandezze

Diametro	2,45	3,05	3,66
Lavoro in cavalli	$1\frac{1}{2}$	2	3.

2.° *Il motore Bollée.* La ruota è composta di due parti; l'anteriore fissa con palette come in un distributore da turbina, la posteriore mobile

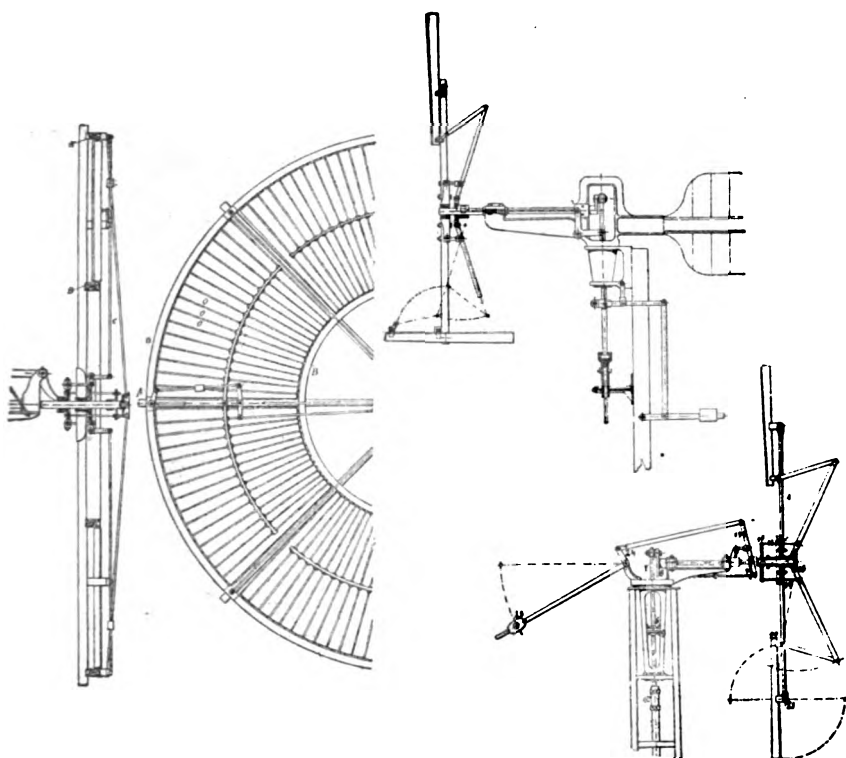



Fig. 118$^{1 \cdot 2 \cdot 3}$.

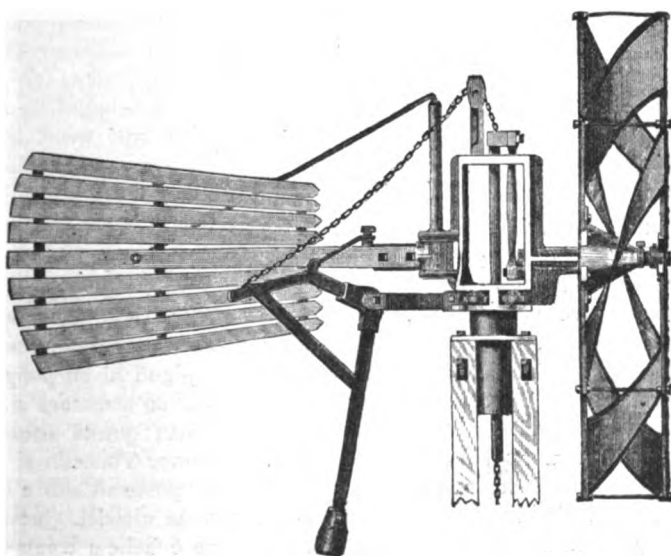



Fig. 119.

costituente il vero motore. Lo scopo è di estinguere sulla ruota al massimo la velocità del vento. La costruzione, benchè non adatta ai grandi diametri, all'atto pratico risponde però bene allo scopo.

A chiudere il cenno descrittivo delle ruote ad ali noi citeremo la recente costruzione del motore *Touzelin*, il quale si è proposto col dividere la ruota del motore in più ruote secondarie collocate nello stesso piano, aventi i centri su uno stesso circolo di diametro relativamente grande, di realizzare in qualche modo una migliore ripartizione dell'ener-

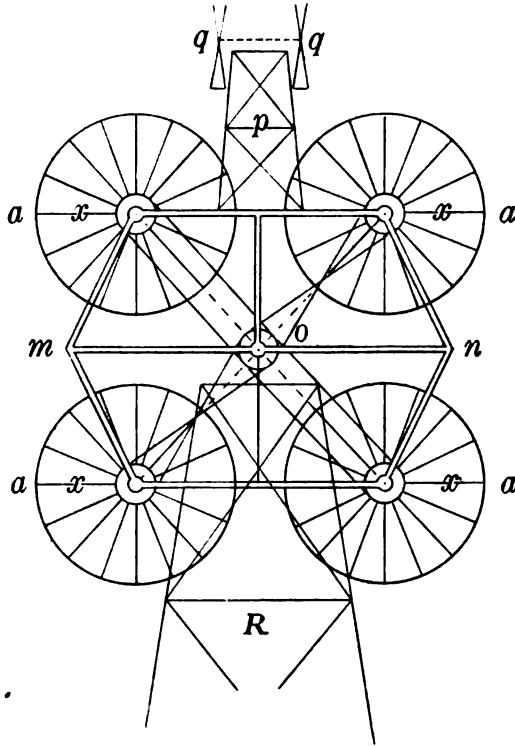



Fig. 120.

gia motrice dell'aria sui singoli motori, senza dare a ciascuno di questi dimensioni troppo esagerate, le quali non sembrano neppure favorevoli a dare un effetto utile soddisfacente.

Il motore Touzelin (fig. 120) comporta quattro ruote (*a*, *a*, *a*, *a*) per ricevere il vento, e ne può comportare un numero maggiore, posto sempre il principio che i loro centri si trovino sugli spigoli di un poligono regolare. I centri di queste ruote sono collegati da un'armatura *x m n* sul contorno della quale si equilibrano perfettamente; questa armatura ha aspetto dell'ossatura d'una ruota idraulica. Il motore Touzelin si orienta da sè col mezzo di due ruote ad ali più piccole *q q* poste ad alto e col loro piano avente direzione normale a quello delle ruote motrici. Queste ruote sono rappresentate nello schizzo, e la loro azione è facile a comprendersi.

Il movimento di ciascuna delle ruote motrici è trasmesso all'albero centrale dell'armatura mediante ruote e catene; l'albero centrale *o* raccoglie così sommandolo, il lavoro nei singoli motori.

Concludendo: i migliori tipi di ruote a vento di questo primo gruppo sono finora i motori Halladay e quelli da essi derivati; migliori per l'effetto, la semplicità, l'eleganza ed il costo.

§ 3.

Ruote a vento a palette.

8. Ruote a palette. — Tali ruote costituiscono il tipo meno usato di motori a vento ed è dubbio che esse possano sperare nell'avvenire di sostituire le ruote ad ali oggi tanto diffuse. Ne facciamo perciò un cenno assai breve, anche perchè non si può disconoscere che esse presentano alcune favorevoli proprietà. Essendo esse simmetriche intorno ad un asse (verticale od orizzontale nel qual caso ricevono sul fianco l'azione del vento) possono essere disposte sull'alto della costruzione in guisa da non comprometterne con pesi in falso la stabilità; di più, se l'asse è verticale, esse sono sempre orientate qualunque sia la direzione del vento.

Però, siccome le palette si ricoprono più o meno nella direzione tangenziale a quella del vento, così si riduce l'ampiezza e quindi l'effetto della superficie utile, tanto più che esse non si trovano, nella loro rotazione, sempre esposte alla azione del medesimo, come si verifica nei tipi precedenti. È evidente che tali ruote, ove sieno colle loro palette liberamente esposte al vento, dovranno con esse presentarvisi in due maniere differenti nelle sezioni tangenziali alla direzione del vento, dimodochè ne risulti un momento motore atto a produrre la rotazione, senza di che la ruota starebbe in equilibrio, come avverrebbe con palette radiali. Occorre perciò che queste non siano radiali e che la loro direzione rispetto all'asse sia variabile, o quanto meno che la ruota sia provvista all'esterno, come a fig. 103[1, 2], di un distributore conassico a direttrici mobili o fisse, che dia all'impulso del vento una direzione determinata.

9. Vari tipi di ruote a palette. — Per il poco interesse che finora offrono queste costruzioni ci limitiamo ad un cenno assai rapido.

Ruote a palette con distributore: costruzione Wolf del 1862: fig. 121. La ruota, che viene montata al sommo di un edificio a torre circolare, è composta della ruota *A* girevole sull'asse *D* e del distributore *B* fisso; la balaustra *C* circolare permette l'accesso a quest'ultimo. Il distributore *B* è formato di palette mobili mediante un meccanismo a leva, rocchetto, o dentiera, in guisa da poter variare la direzione del vento sulla ruota; e modificare così l'intensità del lavoro ottenuto. Alcune delle ruote, costrutte per una velocità di vento di $7^m,3$, con diametro di 5,84 e altezza di m. 3,60, diedero un lavoro effettivo di 5 a 6 cavalli.

In altri tipi la ruota mobile è circondata da una specie di mantello, girevole con una banderuola secondo la direzione del vento, in modo da permettere l'ingresso dell'aria sulla ruota e la sua uscita in una determinata direzione.

La ruota Arndt è a palette curve; una serie di condotti fissi è disposta all'ingiro provvisti di valvole girevoli su un asse, manovrate automaticamente con una ruota a vento sussidiaria per modo che si aprono quelle per cui entra od esce l'aria, e le altre si chiudono.

Nella *ruota Lequesne* (fig. 122) non vi è distributore, ma le palette della ruota, girevoli su asse parallelo a quello dell'albero, si inclinano nella rotazione di 70° su un fianco o sull'altro della circonferenza urtando contro due arresti opportunamente disposti. La paletta si porta così alle due posizioni estreme passando per la tangente parallela al vento. L'azione motrice del vento si esercita perciò nel modo più conveniente. I due arresti possono essere avvicinati verso il centro col mezzo di fili comandati da

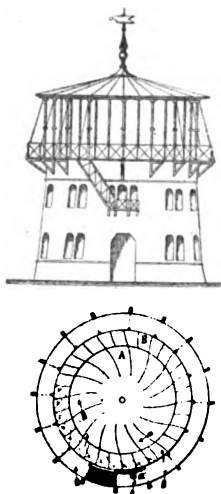
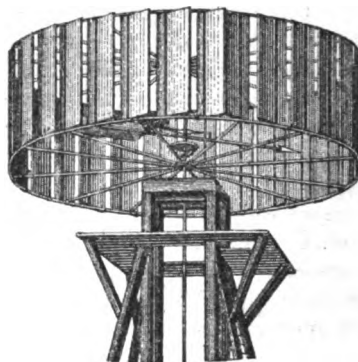



Fig. 121. Fig. 122.

un pesavento, in guisa che, se la velocità del vento crescesse di troppo, le palette vengano a trovarsi parallele alla sua direzione.

La *ruota Eisner* (1887) è formata di palette radiali, ciascuna composta di 4 sottili lamiere rettangole (o 4 intelaiature metalliche coperte con tele) formanti una superficie spezzata i cui elementi si incontrano sotto un angolo di 120°.

Ruota Pichou. Citiamo per ultimo l'applicazione che può essere fatta alle ruote a vento a palette della *ruota universale Pichou* (1888). Il principio su cui riposa tal ruota, che l'inventore reputa applicabile a tutte le macchine a fluido, tanto motrici che operatrici, a moto continuo (sia che il fluido investa completamente, la ruota, o no, come nelle ruote idrauliche), è il seguente:

Se in una ruota (fig. 123) di centro o, mobile con velocità v per l'azione del fluido che la investe, si considerano le bisettrici degli angoli formati tra Vv nei vari punti della periferia, le bisettrici di questi angoli concorrono nel punto A. Infatti, l'angolo Vv è uguale all'angolo al centro compreso fra il raggio oA ed il raggio che corrisponde al punto della

periferia considerato. Se noi volessimo perciò mantenere le palette della ruota sulla bisettrice di $(V\,v)$, queste palette dovrebbero prendere, rispetto ai punti N (in cui si proietta il loro asse di rotazione), un movimento in senso inverso a quello che la ruota possiede intorno ad o, con velocità eguale alla metà della velocità angolare di cui essa è animata. La risultante di v e V [essendo $v < V$, e nelle ruote a vento $v = (2 \sim 2{,}6)\ V$] sta sempre da una stessa parte della bisettrice.

Data alle palette questa posizione, e ammessa la possibilità della loro rotazione, le pressioni del vento, sulle palette esistenti nella mezza superficie cilindrica della ruota che vi trova esposta, vanno variando a seconda della inclinazione delle palette sulla risultante di V e v, e sulla direzione di V. Nel passaggio di mezza circonferenza partendo da A la paletta si dispone dalla posizione $x\,x$ alla $o\,y$, ricevendo nella prima una

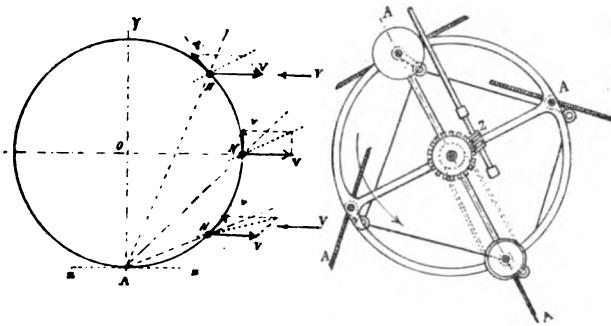



Fig. 123.

pressione nulla perchè la superficie contro V è nulla, e nella seconda la massima.

Se γ è l'angolo che il piano della paletta fa colla direzione di V, e δ l'angolo che lo stesso piano fa colla risultante R di V e v, cioè $R\,(v, V)$, A l'area della paletta, k un coefficiente sperimentale $(= 3)$. $\gamma = 1{,}24$ peso specifico dell'aria, la pressione normale P_n su una paletta, in una qualunque posizione, è

$$P_n = k \,.\, \gamma\, A \operatorname{sen} \delta \,.\, \frac{[R\,(v, V)]^2}{2g}\,.$$

e lo sforzo periferico

$$P = P_n \operatorname{sen} \gamma:$$

formole che si sarebbero direttamente dedotte dalle considerazioni generali esposte più sopra al n.° 3. Tanto il valore di δ che di γ variano nei primi due quadranti, partendo da A, fra 0° a 90°. La somma delle pressioni parallele a V nel 1.° quadrante tende a far girare la ruota in senso opposto, ma essa è minima rispetto a quelle delle pressioni sul secondo, che producono una rotazione inversa ed il lavoro utile. Evidentemente il sistema si fa più completo con 4 ed anche più palette distribuite all'ingiro. Il lavoro totale per ogni paletta sarà il valore medio di queste pressioni utili, moltiplicato per la velocità periferica. Pichou ottiene la di-

sposizione richiesta dalla teoria mediante lo schema rappresentato nella fig. 123. Sieno $A, A, \ldots$ le palette girevoli sopra un asse, imperniate sulla corona della ruota. Una ruota dentata sull'albero motore dà movimento con catena Galle alla ruota sull'asse di una paletta; il rapporto delle due ruote è di $^1/_2$ come la teoria richiede. Con un parallelogrammo articolato a piccole manovelle, lo stesso moto si trasmette alle pale. Si può modificare l'inclinazione delle pale movendo a mano la vite z; il moto potrebbe anche trasmettersi da una alle altre palette con catena o corda.

Analoga alla ruota Pichou è la ruota *Zanrossi* recentemente ideata, e di cui hanno detto in quest'anno i giornali tecnici italiani.

10. Lavoro nelle ruote a palette. — Non entriamo in dettagli di calcolazione su queste ruote che sono di limitata importanza pratica. Il loro lavoro può essere determinato colla formola (9) dove per A si metta l'area premuta, che però produca rotazione in un dato senso. Si assume come velocità periferica $v \gtreqless {}^1/_2 V$. L'effetto utile organico è di 0,80 circa.

In realtà, il lavoro sulla superficie utile sarebbe alquanto maggiore che nelle ruote ad ali [Eisner per la propria ruota avrebbe calcolato $L = 0{,}001\,(i\,A)\,V^3$]; ma questa superficie, se anche meglio utilizzata, è troppo piccola rispetto all'area totale delle palette, e questo difetto costituisce il loro vero grado di inferiorità rispetto alle ruote ad ali.

§ 4.

Impianto delle ruote a vento.

11. Incastellature. Dati meteorologici. Impianti diversi. — Perchè si manifesti efficace sulle ruote l'azione del vento, esse debbono essere montate in modo da riceverne liberamente la spinta, lontano cioè dagli alti alberi, case, costruzioni, ecc. Si richiede quindi che il motore sia montato ad una sensibile altezza dal suolo, perchè, anche, alle maggiori altezze, corrisponde d'ordinario una maggiore velocità del vento. Si terranno i motori distanti almeno 100 metri dagli ostacoli che si oppongono alla corrente aerea, e ad una altezza non minore di m. 10.

Il porre il motore ad una certa altezza è costoso per costruzioni isolate; si ricorre spesso, in tal caso, ad edifici esistenti quando offrano la voluta solidità. La costruzione delle pile isolate di sostegno delle ruote viene fatta particolarmente in legno o in ferro: assai di rado, in muratura. In passato usavasi più generalmente il legname, specie per l'impianto di ruote a vento a scopo agricolo; oggi, è preferita la inteleiatura in ferro Il più delle volte si cerca dare a queste pile una forma elegante, specialmente nel caso che le ruote a vento sieno collocate in piazze, parchi o giardini. La robustezza della pila e le dimensioni dei singoli elementi che le costituiscono dipendono in ogni caso dall'altezza e dallo sforzo del vento sulla ruota che tende a rovesciarla. Due disposizioni di pile formate di ferri sagomati e di una intelaiatura in legno pel sostegno di ruote a vento, sono rappresentate nelle fig. 124, 125. Talvolta queste

incastellature sono fatte locomobili su ruote perchè il motore possa farsi agire in località diverse, pel servizio pompe o macchine agrarie. Le forme del resto ponno essere assai varie.

Il calcolo delle pile si effettua supponendo che il vento agisca sulla ruota in direzione orizzontale per inflettere l'intelaiatura e la torre che la sostiene. Nelle torri di sostegno a sezione rettangola composte con travi

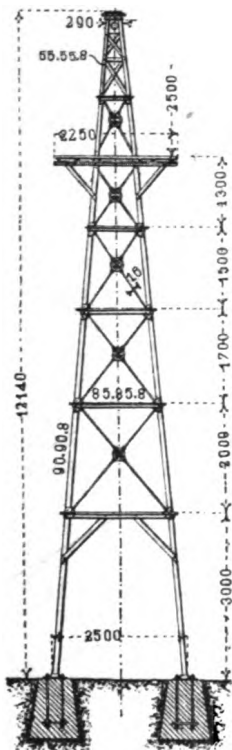
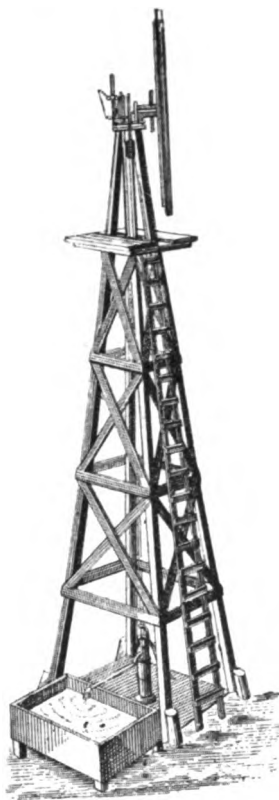



Fig. 124. Fig. 125.

e ferri d'angolo, la condizione di calcolo più svantaggiosa sarà quella in cui il vento si supponga agire nella direzione della diagonale. La possibilità di orientare la ruota rende appunto necessaria che venga scelta pel calcolo dell'incastellatura la direzione del vento a questa più sfavorevole. Crediamo opportuno riferire al riguardo circa la pressione del vento alcuni dati numerici.

Il sig. Wolf ha calcolato una tabella nella quale è data la pressione che il vento esercita normalmente ad una superficie piana, in date condizioni di velocità e di temperatura ed alla ordinaria pressione atmosferica.

Velocità del metro in metri 1"	Pressione in chg. per mq. su superficie piana quando la pressione atmosferica è di chg. 10330 e la temp. del vento è di centigradi				
metri al secondo	— 6°	+ 4	+ 12°	+ 22	+ 32
1.75	0.40	0.39	0.38	0.37	0.35
2.60	0.92	0.87	0.86	0.85	0.82
3.50	1.60	1.55	1.50	0.145	0.14
4.30	2.55	2.45	2.30	2.25	2.20
5.20	3.70	3.55	3.40	3.25	3.15
6.10	5.10	4.85	4.65	4.45	3.30
7.00	6.51	6.35	6.10	5.85	5.65
7.90	8.30	8.00	7.70	7.40	7.20
8.80	10.30	9.85	9.50	9.15	8.80
10.90	16.20	18.80	15 —	14.30	13.50
13.20	23.50	22.20	21.50	20.10	19.80

Nei computi in cui si utilizzano i valori della tabella deve aversi presente che la tabella corrisponde alla media altezza barometrica. Per qualsiasi altra pressione i dati della tabella debbono essere moltiplicati pei rapporti di queste pressioni (chg. per mq.) ridotte al valore giusto per la temperatura dello zero, e le pressioni ordinarie di 10330.

Nel caso di torri per pompe provviste di serbatoio l'ossatura stessa della torre si compone in parte a serbatoio, con lamiere, fino all'altezza che a questo deve esser data.

All'esposizione agricola del 1893 a Chester (dove è stato notato il grande sviluppo assunto anche in Inghilterra dalla costruzione dei motori a vento) i loro tipi non diversificano dai più noti motori a vento americani; il più caratteristico, per ciò che riflette l'intelaiatura, era il motore *Cadle* la cui particolarità più saliente sta nel fatto che una parte dell'intelaiatura di sostegno è fatta girevole intorno ad un asse orizzontale, per modo che l'operaio possa a volontà abbassare il motore fino a terra facendo girare su questo asse la parte superiore dell'intelaiatura, e ciò allo scopo di facilitare la lubrificazione e le eventuali riparazioni.

In generale, l'impianto d'una ruota a vento deve essere preceduto da uno studio sui dati meteorologici relativi alla intensità del vento nella località scelta pel medesimo ed alle sue annuali variazioni, in guisa da poter calcolare il lavoro medio annuale che il motore può produrre, determinare il numero dei giorni di lavoro utile, ecc., ecc. Le ricerche meteorologiche di questa natura e dirette a questo scopo, non sono fatte presso di noi, in tutte le località, in cui per i venti dominanti l'impianto di questi motori può ritenersi conveniente, in numero sufficiente, nè per periodi sufficienti di tempo, o mancano affatto. Tuttavia può dirsi, desu-

mendolo anche da dati statistici di altri paesi, che in località convenienti (e poche località non si potrebbero nel paese nostro giudicar tali) il lavoro utile di una ruota a vento può variare da 180-250 giorni dell'anno, di cui $^{25}/_{100}$ con vento forte, $^{4}/_{10}$ con vento medio e $^{35}/_{100}$ con vento debole.

A Vienna sono state eseguite nel 1890-1891 delle esperienze allo scopo di determinare il lavoro medio annuo che può ottenersi dal vento. È stata riconosciuta nel 1890 una velocità media di m. 5.10 e nel 1891 di m. 4.90; cioè un valor medio annuale quasi costante; questa velocità agente su motori delle superficie di

mq.	8.40	35.7	220
può fornire cavalli annui	3000	15.000	90.000

quantità quindi non trascurabile, e di utilità diretta, se è possibile in qualche modo accumularla. Altre esperienze eseguite a Chicago mostrano che una ruota di 4 m. di diametro può assicurare in una fattoria l'alimentazione d'acqua per 150 capi di bestiame nel caso più sfavorevole.

Certamente le ruote a vento, a cagione della incostante intensità dalle correnti aeree non avrebbero il carattere di motori la cui continuità può rispondere a qualunque esigenza delle industrie. Ma il rendimento loro si avvicina a questa condizione se alla ruota è unito un accumulatore, il quale può essere a un serbatoio d'acqua a conveniente altezza, o un accumulatore elettrico. Non è raro il caso che, in tal modo, nei villaggi americani, l'approvvigionamento d'acqua potabile sia fatta col motore a vento.

A tale riguardo, per citare un esempio a noi più vicino, possiamo ricordare che anche nel continente europeo e precisamente nella piccola città di Orgelet (Giura) venne eseguito nel 1888 un impianto di motori a vento per fornire la città stessa di acqua potabile.

Al sommo d'un colle sono installate due ruote a vento tipo Halladay (costruzione Dumont) del diametro di m. 6 che elevano l'acqua potabile con pompe del diametro di 120 m/m e della corsa di 300 m/m al serbatoio, dove ha origine la condotta, il quale è alto m. 42 sulle sorgenti e capace di 1000 mc.

Non meno interessanti sono i tentativi di applicare i motori a vento per produrre l'energia elettrica raccogliendola col mezzo di accumulatori. Questi tentativi incontrano alcune difficoltà pratiche: e cioè, la limitata velocità angolare dei motori rispetto alla velocità della dinamo, la intermittenza della loro azione, ed una certa irregolarità nel loro movimento. Ma queste difficoltà non costituiscono una seria obbiezione, sia perchè la velocità può essere moltiplicata con convenienti rapporti, sia perchè con potente batteria di accumulatori si può regolarizzare la produzione di lavoro del motore, sia infine perchè, coi motori più perfetti dotati di un buon sistema regolatore, l'irregolarità del moto non supera quel limite che può essere tollerato dalla pratica. Si hanno del resto, per tale argomento, esempi di alcuni tentativi favorevoli in Francia, e n'è esempio riescito l'impianto fatto a Cleveland per l'illuminazione elettrica della villa Brush.

Concludendo, è a ritenere che questi motori, in cui il costo di impianto è piccolo, minima o quasi nulla la spesa di esercizio, e dei quali quasi non si hanno presso di noi esempi di applicazione, possano essere in casi determinati di reale beneficio alla nostra industria, e specialmente alla nostra agricoltura. Nazioni più di noi progredite hanno riconosciuto questi vantaggi ed una statistica pubblicata nel 1894 dal *Ding. Poly. Jour.* mostra quale sviluppo abbia preso in Germania l'impianto dei motori a vento.

Nel 1893 si contavano infatti in Germania 14,301 piccoli molini a vento utilizzanti il vento come forza motrice, quasi tutti al nord e nella media Germania.

CAPITOLO V.

MOTORI IDRAULICI

GENERALITÀ SUI MOTORI IDRAULICI

1. Varie forme di azione dell'acqua nei motori idraulici. — Si chiamano *motrici idrauliche* le macchine atte a trasformare l'energia di gravità dell'acqua (in qualunque modo essa si manifesti) in un lavoro meccanico. Questa energia di gravità può assumere, naturalmente od artificialmente, tre forme diverse che possono essere o isolate o contemporanee; e ciascuna di esse fornisce il *carattere principale* (se non *esclusivo*) delle tre categorie di motori intesi ad utilizzarla. E cioè:

1.° Il lavoro d'una massa continua d'acqua può essere quello d'un *semplice peso* che cada liberamente da una certa altezza; la energia potenziale insita nella massa si trasforma allora in energia libera di gravità. Il mezzo per cui questa trasformazione di energia produce lavoro industriale, è quello di accompagnare nella discesa il peso cadente con un organo meccanico, (come avviene delle palette d'una ruota idraulica), atto a raccoglierne il lavoro. Qualunque sia la traiettoria che la massa d'acqua ha compiuto accoppiata al motore (nel caso di una ruota il peso d'acqua cade non verticalmente, ma secondo un arco circolare), il lavoro che essa ha sviluppato è il prodotto del peso P per la caduta, o lo spostamento, H del centro di gravità della massa, misurato in direzione verticale; cioè $P . H$.

2.° Il lavoro di gravità d'una massa continua d'acqua può essere interamente trasformato in forza viva (energia libera) quando, invece di lasciarle compiere la caduta libera, essa venga raccolta in un recipiente e guidata in un tubo, il quale si spinge fino alla superficie di scarico, presentando quivi un'apertura atta a smaltire sotto la pressione del liquido sovraincombente la portata disponibile. A parte le resistenze speciali lungo il condotto, l'acqua all'uscita prende una velocità v che corrisponde alla caduta compiuta, giusta la relazione $v = \sqrt{2 g H}$; il lavoro PH si presenterà sotto forma di forza viva $\frac{P . v^2}{g . 2}$. Ora, se al punto di sbocco è disposto un organo meccanico atto a ricevere l'impulso di questa forza viva ed a restituire allo scarico la massa spoglia di ogni velocità, il lavoro sarà stato interamente raccolto dal motore in forma di forza viva.

3.° Se infine non si lascia ancora compiere liberamente la caduta, ma, mediante un tubo, si conduce l'acqua in una capsula — per es., un cilindro, posto sulla linea dello scarico e dentro cui sia mobile uno stantuffo d'area A, con una velocità che può essere qualunque v_1 — la pressione del liquido agente sopra il medesimo e che dipende dalla altezza della colonna H ed è da questa misurata per unità di area, produrrà un lavoro che è dato da $H.A.v_1$. In questo caso la forza di gravità si è trasformata in una forza molecolare, quale appunto può dirsi la pressione esercitata da un fluido contro una superficie immersa nel medesimo, ed il lavoro si è manifestato in una forma che sensibilmente differisce dalle precedenti.

Ma, qualunque sia l'aspetto di questa manifestazione, la causa essendone unica, il lavoro teorico dell'acqua è uguale nei tre casi. E precisamente, se noi pensiamo un volume d'acqua in mc. Q al secondo il quale possa cadere da un'altezza H (e sia γ il peso al mc. dell'acqua = 1000 kg.) il lavoro nei tre casi sarà:

$$1000 . Q . H \qquad (1)$$

$$1000 . \frac{Q . v^2}{2g} \quad \text{dove} \quad \frac{v^2}{2g} = H \qquad (2)$$

$$1000 . H . A . v_1 \quad \text{dove} \quad A v_1 = Q. \qquad (3)$$

L'espressione generale del lavoro d'un motore idraulico al 1″ è perciò sempre espresso da $1000 . Q H$ kgm. Nel 1.° caso si utilizza l'effetto immediato della gravità, nel 2.° e nel 3.° degli effetti mediati artificiali, equivalenti teoricamente al primo. I tre casi si possono, dopo le nozioni premesse, distinguere colle tre seguenti espressioni: nel 1.° l'acqua agisce *per peso*, nel 2.° *per forza viva*, nel 3.° *per pressione*.

2. Classificazione dei motori idraulici. — La classificazione dei motori idraulici può prendere per base il modo di azione dell'acqua secondo una delle tre forme indicate, col distinguere i motori in *Ruote idrauliche* — *Turbine* — *Macchine a colonna o a pressione d'acqua*. Ma una tale classificazione non deve essere intesa in modo assoluto. Poichè mentre, spesso, in tipi determinati di motori idraulici, è possibile riconoscere un unico modo di azione dell'acqua, corrispondente alle tre forme indicate, non di rado due dei modi di azione si verificano ad un tempo sovra lo stesso motore. Così ad es. per le ruote idrauliche, l'acqua prima che possa agire per peso, mettendosi in riposo fra le palette o le cassette, agisce per forza viva investendo la ruota con una determinata velocità; e la ruota dovrà essere atta ad utilizzare in tutto od in parte questa frazione di lavoro che una porzione di caduta ci fornisce. Analoghi esempi potrebbero dedursi per altri motori; se ne conclude che, accettando la comune distinzione dei motori idraulici per rapporto alla loro funzione dinamica, si dovrà intendere che questa è o esclusiva o prevalente sulle altre che possono eventualmente accompagnare l'azione dell'acqua sul motore. Intendiamo così che le *Ruote idrauliche* sono quei motori in cui l'acqua agisce *principalmente* per peso: le *Turbine* quelli in cui agisce per forza viva: le *Motrici a pressione o a colonna d'acqua* quelli in cui agisce per pres-

sione. In realtà, oltre al carattere del loro funzionamento meccanico, le forme loro costruttive sono in generale ben distinte, sicchè questa classificazione può rispondere abbastanza bene alla chiarezza necessaria nella pratica.

Tuttavia, affinchè non nascano equivoci in questa classificazione, e nell'apprezzare la forma costruttiva dei motori idraulici, notiamo che sono ordinariamente indicati col nome di ruote idrauliche dei motori che, avendo forma costruttiva analoga a quella delle ruote idrauliche agenti per peso, pure funzionano essenzialmente, ed esclusivamente per forza viva. Questi motori, ai quali appartiene il tipo antico e celebre delle ruote. Poncelet od ai quali può farsi appartenere il tipo tutto moderno delle ruote Pelton, sono delle vere turbine: ma, appunto per tener conto del loro carattere costruttivo che li assimila alle ruote idrauliche, noi ne faremo lo studio, dopo di quello delle ruote e prime di quello delle turbine, come logico passaggio dalle une alle altre.

Per rapporto poi alla forma geometrica, ed al significato cinematico dei tre tipi di motori, si osserva: 1.° che le ruote idrauliche e le turbine sono motrici scorrenti a movimento continuo (rotativo), in cui il meccanismo principale può essere paragonato — nelle ruote idrauliche, ad un meccanismo ove l'acqua costituisce la dentiera, in quel modo che concede la sua mobilità molecolare, e la ruota forma l'ingranaggio cilindrico, — nelle turbine ad un meccanismo con ingranaggi elicoidali, ovvero, di vite e madrevite; 2.° che le macchine a colonna d'acqua a stantufio dotato di moto rettilineo (macchine rotative di questo tipo non hanno dato buoni risultati) sono motrici alternative, il cui meccanismo principale è costituito dal meccanismo ordinario di manovella a spinta rotativa (o forme derivate), e le fasi del movimento alternato avvengono con un sistema di valvole a riposo, alternatamente manovrate in modo da aprirsi e chiudersi come può fare un doppio arpionismo a movimento inverso. È questa del resto la forma cinematica di tutte le macchine a stantuffo.

Gli autori si sono occupati di sceverare a priori elementi distintivi fra le ruote idrauliche e le turbine, oltre a quelli dinamici da noi indicati; ma i criteri dedotti non sono, nè ponno essere, completi. Infatti, si è notato che le ruote idrauliche, agenti in gran parte per peso, debbono avere il loro *asse di rotazione orizzontale:* ma la *verticalità dell'asse* non è però condizione essenziale alle turbine; chè l'entrata dell'acqua avviene sempre sulle ruote su una piccola porzione della periferia, ma lo stesso assai spesso si verifica anche nelle turbine, che si chiamano appunto parziali; che lo scarico dell'acqua si ha nelle ruote, alla periferia, dalla stessa apertura per cui l'acqua è entrata, mentre per le turbine l'apertura di scarico è diversa. Sonovi però tipi di turbine (tra cui come notammo la ruota Poncelet e la ruota Pelton) pei quali ciò non si verifica. I tre esempi citati mostrano che, pure essendovi un complesso di caratteri distintivi, nessuno di essi basterebbe ad individuare il tipo del motore.

Nello studio che imprendiamo dei motori idraulici, noi ci limiteremo all'esame dei tipi che, in ogni applicazione, oggi si debbono ritenere preferibili, trascurando, con deliberato proposito, le trasformazioni successive che ad essi misero capo. Intendiamo così di mantenere lo sviluppo del-

l'opera in un campo pratico. Un cenno storico sulle forme dei motori idraulici e quindi sui modi con cui la forza di gravità si è utilizzata, soddisferebbe ad una semplice curiosità scientifica. Questo lavoro storico è svolto in modo mirabile nell'opera di Ruhlmann, alla quale ognuno può attingere le più ampie ed interessanti notizie. Noi diremo soltanto che il lavoro delle cadute d'acqua fu uno dei primi mezzi adoperati dall'uomo per utilizzare le forze della natura inanimata, e questa prima utilizzazione avvenne sotto forma di forza viva agente per urto, forza viva assunta dall'acqua in moto nei canali naturali od artificiali, o creata coll'immettere l'acqua all'urto del motore dopo averle fatto acquistare una determinata velocità. Per lunga serie di secoli questa forma d'utilizzazione rimase stazionaria: solo gli studi teorici iniziati dopo il 1700 constatarono la limitazione dell'effetto utile, ponendosi allora quel principio, che rimase indiscusso fino a dopo Morin, per cui l'introduzione dell'acqua sopra un motore doveva necessariamente avvenire con una perdita per urto. Nel 1753, Deparcieux, in una lettura all'Accademia di Francia, accenna pel primo a limitare sui motori idraulici il lavoro d'urto, facendo agire l'acqua principalmente per peso; e lo stesso principio applicato da Smeaton (1759) in Inghilterra, segna l'origine delle vere ruote idrauliche moderne, in cui la porzione di caduta trasformata in forza viva è minima; le condizioni di azione di queste sono state poi successivamente così studiate da rendere minima la perdita per urto, stabilendo un conveniente rapporto tra le velocità della ruota e quella del motore, o da toglierla affatto in alcuni tipi (ruote di fianco) con un ulteriore progresso sulle teorie di Morin, Poncelet, Redtembacker, e con una forma opportuna della paletta ricevitrice d'una ruota.

Contemporaneamente al sorgere delle motrici idrauliche a peso, andava perfezionandosi il concetto primitivo delle motrici idrauliche per forza viva, in guisa da metter capo ai più perfetti motori idraulici moderni. Il loro progresso, derivato da un conveniente sviluppo di studi e d'esperienze, ha portato tali frutti che dànno alle moderne turbine una superiorità indiscussa sopra le ruote idrauliche; superiorità che si accentua in modo da lasciar prevedere che col tempo la turbina potrà diventare il motore idraulico unico. Così, dal tipo delle ruote ad asse orizzontale colpite sopra e sotto per urto, da quello delle ruote ad asse verticale a cucchiaie, usate in passato nel comando diretto delle macine da molino, dal tipo delle ruote ad asse verticale fondate sul principio dell'arganetto idraulico, si è venuto alle moderne turbine per una serie rapida di trasformazioni e di successive invenzioni. I principii tuttavia che le diressero furono: di ottenere un accoppiamento perfetto fra gli organi meccanici ed il fluido motore, una introduzione nel motore senza alcuna perdita di forza viva, uno scarico dal medesimo senza velocità. I tipi che si sono più che gli altri avvicinati a questo grado di perfezione hanno potuto fornire un lavoro effettivo che poco differisce dal lavoro teorico della caduta.

Le macchine a colonna d'acqua costituiscono un gruppo staccato di motori idraulici, il quale ha origine più recente: se ne ha il primo esempio nel 1731, nel progetto del francese Denisard, e pare che la loro forma abbia preso origine dalla macchina a vapore di Newcommen del 1705; il loro

effetto utile, senza intervento d'urto, con un accoppiamento completo, si dimostrò anche nei tipi più antichi assai elevato.

3. *Concentrazione di una caduta d'acqua.* — Abbiasi in un canale naturale od artificiale, la cui *portata* sia di Q mc.[1] al 1'', un *salto o caduta* H misurato verticalmente fra i livelli del liquido prima del salto (nel canale di arrivo) e dopo il salto (nel canale di scarico o di fuga). Il lavoro assoluto o disponibile si rappresenta

$$\left.\begin{array}{l}\text{in kgm. con } 1000 \,.\, Q H \text{ al } 1'', \\ \text{in cavalli con } \dfrac{1000\, Q H}{75}.\end{array}\right\} \qquad (4)$$

Il valore di H, misurato fra i detti livelli, come atto a rappresentare il salto effettivo, comporta alcune osservazioni. Notisi in primo luogo che la caduta misurata fra i due livelli corrisponde alla misura della stessa fatta fra i centri di gravità delle due sezioni, prima e dopo il motore, essendo trascurabile la differenza delle pressioni atmosferiche. In secondo luogo è a notare che l'acqua, all'atto di spingersi sul motore, possiede d'ordinario una velocità v_1, che non dipende da H nè da frazione di questo, per modo che al valore di $1000\ Q H$ devesi aggiungere il valore di $\dfrac{1000 \,.\, Q v_1^2}{2g}$. Però questo secondo termine del lavoro disponibile in molti casi non esiste, in altri per la sua piccolezza si trascura.

La concentrazione di una caduta, distribuita irregolarmente su lungo tratto di un fiume o di un corso naturale, viene effettuata con canale derivatore in condizioni tali che richiedono per necessità una perdita sul lavoro totale disponibile. Mediante misura diretta è noto il valore del salto totale H_0 fra due punti del corso d'acqua considerato, ed il valore della portata d'acqua nelle varie condizioni annuali di piena, di acque medie e di magra. La disposizione di un *canale derivatore* (in piano e profilo) è indicata nella fig. 126 dove le 1), 2) rappresentano, mediante il canale derivatore $O\ U$, la concentrazione della caduta in un sol punto (W motore, R opificio), la 3) la concentrazione in tre punti successivi. Il canale derivatore dividesi in due tratti distinti, separati dal motore; il superiore O dicesi *canale di arrivo,* l'inferiore U canale *di scarico o di fuga.* Il primo può essere provvisto di *scaricatori* S per restituire al corso naturale gli eccessi di volume d'acqua, di *sfioratori* disposti in fregio alle sponde che delimitano il massimo del livello d'acqua a monte od a valle. Il collegamento di O ed U viene fatto, oltrechè dal motore, da un *canale scaricatore* P, il quale permette di sospendere il lavoro del primo o limitarne la quantità mediante manovra di apposite *paratoie.*

L'introduzione della portata Q nel canale derivatore e la formazione di un livello costante in A, vien ottenuta mediante una *traversa* T, le cui condizioni di impianto e di calcolo sono fornite dall'idraulica.

Le perdite di caduta sul valore di H_0 si ponno così classificare:

a) Perdita di caduta h_1 per la posizione della bocca di introduzione in O rispetto alla posizione della traversa, causa la linea del pelo d'acqua formata al di sopra della traversa nel corso del fiume. Perchè h_1 fosse nullo, bisognerebbe risalire colla bocca di presa fino al punto in cui cessa la depressione causata dallo stramazzo.

b) Perdita h_2 per l'introduzione dell'acqua nel canale di arrivo ove essa possiede la media velocità v_1. Per cui, se A è l'area di introduzione della bocca di presa alla soglia nel detto canale, e k il carico corrispondente alla velocità che già possiede l'acqua sulla traversa ($k = 0$ se la presa è in fregio alla sponda) si deduce h_2 dalla $Q = \mu A \sqrt{2g(h_2 + k)}$ cioè:

$$h_2 = \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{1}{2g} \cdot \left(\frac{Q}{A}\right)^2 - k.$$

Se F_1 è la sezione d'acqua nel canale d'arrivo, posto ad esempio

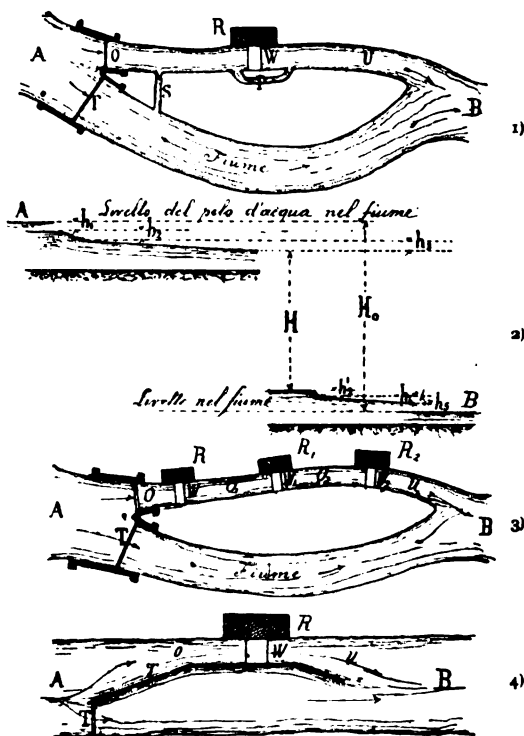



Fig. 126.

in media $A = 0{,}4\, F_1$, cioè $Q/A = 2{,}5\, Q/F_1 = 2.5\, u_1$, per $\mu = 0.8$, si ha all'incirca $h_2 = 0.5\, v_1^2 - k$.

c) Perdita di caduta h'_2 per il carico necessario ad imprimere all'acqua nel canale di fuga la velocità v_2. D'ordinario questa velocità è però posseduta dall'acqua stessa al momento che essa abbandona il motore.

d) Perdite di caduta h_3 ed h_4 per le pendenze i_1 ed i_2 date al canale di arrivo e di scarico, le cui lunghezze sono l_1 ed l_2 (e cioè $h_3 = i_1\, l_1$, $h_4 = i_2\, l_2$) perchè si abbia nei due tratti la velocità media v_1 e v_2.

Quanto più v_1 e v_2 sono piccoli, tanto più cresce la sezione del canale e quindi il costo di impianto. I valori di v_1 e v_2 giacciono fra 0.15 ~ 1.50

secondo la natura delle pareti del canale e l'attitudine dell'acqua a formare depositi, ecc. In genere tiensi $v_2 > v_1$, quindi anche $i_2 > i_1$. Le sezioni d'acqua F_1 ed F_2 nei due canali si determinano colle $F_1 = Q v_1$, $F_2 = Q v_2$; la loro forma è d'ordinario trapezia e le sponde laterali sono inclinate sulla verticale di un angolo β, che varia da tag. $\beta = 1$ per canali in terra compatta, a tang $\beta = 0.5$ per canali murati. Per canali in legno $\beta = 0$. La pendenza necessaria nei due tratti di arrivo e di fuga si determina, noti il perimetro bagnato p ed il raggio medio della sezione r, $(r = {}^F/_p)$ colle

$$i_1 = \left(\frac{1}{k}\right)^2 \frac{v_1^2}{r_1} \qquad i_2 = \left(\frac{1}{k}\right)^2 \frac{v_2^2}{r_2},$$

dando a k il valore che si ottiene colla formola di Ganguillet o colla formola di Darcy e Bazin, secondo i principii posti dall'idraulica pratica. Noti i_1 e i_2, si avranno h_2 ed h_4. Le pendenze, che si fissano a priori, per avere con approssimazione i valori di h_2 ed h_4, sono

$$i_1 = 0{,}0002 \sim 0{,}0004 \qquad i_2 = 0{,}0005 \sim 0{,}001.$$

e) Le forti variazioni di livello nel fiume, la necessità di assicurare in esso lo scarico ed impedire che il motore sia annegato, obbligano spesso ad una ulteriore perdita di caduta h_5, di quanto il livello estremo del canale di scarico è rialzato sopra quello del fiume in B.

In definitiva la caduta utile è

$$H = H_0 - (h_1 + h_2 + h_3 + h'_3 + h_4 + h_5) = H_0 - \Sigma h. \tag{5}$$

L'esempio particolare svolto potrebbe essere completato se si prendessero in esame altre forme di derivazione, come se, ad esempio, l'acqua venisse presa con orificio sulla parete d'un serbatoio, se il canale di arrivo o di fuga fossero in tutto od in parte sostituiti da tubi di condotta, come talvolta è fatto colle turbine per medie e forti differenze di livello ed in località montuose. I valori di h_2 h'_3 h_3 h_4 prenderebbero le forme corrispondenti alle perdite di carico nel passaggio di un fluido traverso un orificio e nel percorso lungo tubi.

Nelle motrici agenti per forza viva o per pressione, non è evidentemente necessario il condur l'acqua al motore per una linea possibilmente orizzontale nel punto in cui esso trovasi. Il tratto d'arrivo è allora formato da un tubo il cui sviluppo, seguendo nel modo più economico le sinuosità del terreno, conduce l'acqua direttamente all'organo ricevitore della motrice, conservandole il massimo del carico effettivo. Il valore che corrisponde ad h_2, nella Σh, sarebbe costituito da una somma di elementi che comprendono la perdita di carico per attrito, per strozzamenti, gomiti, e curve. Sono questi dei dati che forniscono le nozioni elementari di idraulica, sulle quali non crediamo fermarci.

Se, come avviene nella fig. 126 3), una serie di opifici è distribuita sovra uno stesso canale derivatore, il canale di scarico al primo è canale di arrivo del secondo. Nei rapporti relativi fra le motrici succedentisi sono d'ordinario stabiliti legami di servitù pei quali i livelli dei tratti intermedi o_1 ed o_2 debbono mantenersi costanti. Vi provvedono opportuni sfioratori o scaricatori per impedire che, all'arresto od all'invaso del motore inferiore, si abbia annegamento del superiore.

La fig. 126, 4) presenta una disposizione spesso in uso per l'impianto della motrice W, nei corsi d'acqua naturali o artificiali, quando sia limitato il salto che si vuole creare mediante la traversa T. La concessione è vincolata d'ordinario alla formazione di un rigurgito massimo che non può superarsi, e sarà in ogni caso necessario il calcolare l'ampiezza del rigurgito perchè esso non danneggi le proprietà circostanti.

Quanto al valore di Q osserviamo che esso in genere è determinato dall'entità del lavoro che si richiede al motore. Il corso naturale è però soggetto ad oscillazioni di portata che si riproducono con una certa legge di periodicità, le quali, per le mutate condizioni dalla presa in A e dei livelli in A e B, influiscono sulla portata del canale derivatore e sul salto disponibile della caduta concentrata in un dato punto. È a notare che, nel prodotto $1000\,Q\,H$, le variazioni di Q e di H sono così legate fra di loro, che $Q\,H$ è al solito meno variabile di ciascuno degli elementi che lo compone. Il valor minimo di Q potrà desumersi dalla portata intera del fiume nei periodi di massima magra, sulla quale dovrà farsi il calcolo se il lavoro vuole essere costante. Ai difetti di portata si supplisce talvolta con motrici termiche di soccorso. Si richiede in ogni caso assai spesso ai motori l'attitudine a poter funzionare con volumi d'acqua diversi, ed in condizioni, malgrado ciò, di conveniente effetto utile.

4. *Effetto utile dei motori idraulici.* — Lo studio dei motori idraulici ha lo scopo di determinare in via generale le condizioni per cui sia massimo l'effetto utile da essi fornito rispetto al lavoro assoluto $1000\,Q\,H$; quindi di dedurre dalle norme generali le regole per fissare le proporzioni e la forma delle varie parti.

Il lavoro disponibile può subire, nell'azione dell'acqua sulla motrice, delle perdite di caduta, di volume, di forza viva, di pressione, le quali possono verificarsi all'entrare dell'acqua sul motore, al suo scarico, e durante l'accoppiamento. A questi lavori passivi ΣL_r, che riguardano esclusivamente il modo col quale viene utilizzata la energia motrice dell'acqua, e che dànno luogo al coefficiente di rendimento dell'energia

$$\eta_e = \frac{1000\,Q\,H - \Sigma L_r}{2000\,Q\,H},$$

si aggiunge la somma dei lavori resistenti che riflettono la costruzione del motore e specialmente i lavori delle resistenze di attrito ΣL_{r_1}, che dànno luogo al coefficiente di rendimento organico η_o. L'effetto totale η è il prodotto $\eta_e\,\eta_o$, come del resto è stato detto al Cap. I.

Il fissare le condizioni che rendono massimo η, ed il dedurne le norme costruttive per le ruote idrauliche, le turbine e le motrici a colonna d'acqua, sarà oggetto dei seguenti capitoli.

CAPITOLO VI.

MOTRICI IDRAULICHE

RUOTE IDRAULICHE

§ 1.

DATI GENERALI SULLE RUOTE IDRAULICHE.

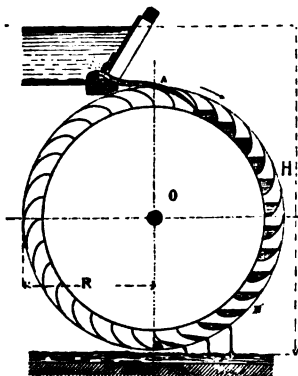
1. Tipi principali di ruote idrauliche; loro parti. — Si indicano col nome di Ruote idrauliche quei motori ad asse orizzontale in cui l'acqua agisce *principalmente* per peso. Benchè la forma costruttiva non sia sensibilmente diversa nelle varie specie in uso, pure, pel diverso modo di azione dell'acqua e pel criterio relativo di calcolo, si dividono le ruote in varie categorie secondo la posizione speciale in cui vengono colpite dall'acqua rispetto ai quadrati individuati dai diametri verticale ed orizzontale. Si dividono per ciò le ruote idrauliche in:

1.° *Ruote per di sopra od a cassette,* se l'acqua entra sulla ruota nel punto più alto della medesima o prossimamente a questo;

2.° *Ruote di fianco od a palette,* se l'acqua agisce nel quadrante inferiore;

3.° *Ruote alle reni,* se l'acqua agisce nel quadrante superiore fin presso il diametro orizzontale. Le ruote alle reni sono al solito caratterizzate da direttrici che guidano l'acqua sul motore: si includono talvolta in questo gruppo anche le ruote di fianco che siano provviste di direttrici.

Ciascuna di queste tre principali disposizioni è rappresentata dalle fig. $127^{1,2,3}$. L'acqua viene introdotta sulla ruota con una bocca a battente od a stramazzo, provvista talvolta con direttrici, come nella fig. 127^{3} (in alcuni esempi applicate anche alle ruote di fianco). L'impulso si trasmette agli organi ricevitori, *le palette* (in lamiera od in legno) disposte sul contorno, ad egual distanza fra loro, ed in modo uniforme rispetto al centro della ruota. L'acqua, adagiandosi nell'*intervallo* fra le palette (intervallo che nelle ruote del 1.° o 3.° gruppo prende nome di *cassetta* della ruota), esercita sovr'esse la pressione motrice, mentre discende allo scarico. Nelle ruote del 2.° o 3.° gruppo la *corsia* completa l'accoppiamento col fluido motore, ed è in muratura, in legno od in metallo, secondo i casi; talvolta sono provviste di corsia anche le ruote per disopra, allo scopo di impe-

dire gli effetti del versamento prematuro. L'intervallo fra le superfici cilindriche esterna ed interna, che delimitano le palette, denominasi ***corona della ruota***, e dove la corsia non sia disposta in modo da abbracciarla lateralmente (come è fatto nelle ruote di fianco ed alle reni) viene chiusa lateralmente da una parte e dall'altra da due pareti anulari, cui si dà pure il nome di corone. L'albero motore e le corone costituiscono un tutto rigido mediante *crociere* o *sistemi* di *razze,* collegate da una parte alle palette dall'altra alla *rosetta* o *mozzo* della ruota. Raramente le ruote, e solo per piccole larghezze, possiedono una sola crociera; per ruote aventi la larghezza di 1^m a $1^m,5$ le crociere sono 2; oltre i due metri le crociere sono 3, 4, ecc. I sistemi di crociere sono trasversalmente riuniti da *tiranti,* che, dal mozzo di una crociera, mettono capo alla corona dell'altra, destinati ad impedire le deformazioni trasversali nella struttura della ruota.

I modi coi quali il lavoro raccolto sull'*albero* della ruota viene trasmesso sono: 1.° od un ingranaggio applicato sull'albero motore: 2.° od una corona dentata, applicata lateralmente sulla corona della ruota, ingra-

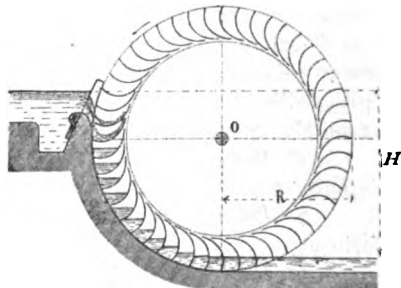
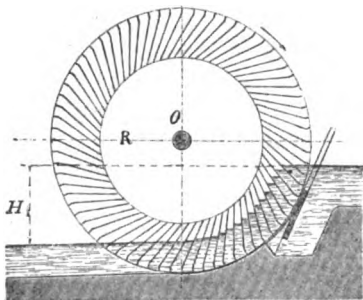



Fig. 127^1 · 2 · 3.

nante con un rocchetto; 3.° o due corone dentate disposte simmetriche alle due parti della corona, ingrananti con due rocchetti montati sullo stesso albero esterno alla ruota. Lo sforzo periferico, dato il lavoro effettivo N_e in cavalli, il raggio r della corona dentata, ed il numero n dei giri, ricavasi dalla

$$P = \frac{4500\ N_e}{2\pi \cdot r \cdot n}.$$

Le ruote idrauliche hanno un impiego ristretto di fronte alle moderne turbine. Esse si prestano però ad una conveniente applicazione per piccole cadute ($H \lessgtr 3^m$), e per portate medie e grandi, come pure per medie cadute (H non $> 8 \sim 12^m$) e limitati volumi d'acqua. Al primo caso rispondono le ruote di fianco, al secondo le ruote a cassette. Tuttavia, spesso,

per ragioni di semplicità d'impianto e di montatura, talvolta per economia di costruzione (potendosi fare uso del legno), si vedono i vari tipi di ruote applicati anche nei casi in cui le turbine sarebbero indubbiamente preferibili.

2. Notazioni principali. — A conservare una certa uniformità nelle notazioni, useremo nei successivi paragrafi, per indicare gli elementi che concorrono al calcolo ed al tracciamento delle ruote idrauliche, i seguenti simboli:

Q il volume d'acqua disponibile in mc. al 1″.

H la caduta in metri, misurata dal livello di arrivo al livello di scarico.

R il raggio della ruota, b la sua larghezza, a la profondità della corona.

a_1, b_1 l'altezza e la larghezza della bocca di introduzione sopra la ruota.

h il carico sul punto di introduzione del filetto medio.

V la media velocità assoluta con cui l'acqua entra sulla ruota.

$v = \omega R$ la velocità periferica della ruota in m al 1″.

n il numero dei giri al $1' = (60 . v) : 2 \pi R$.

α l'angolo formato alla periferia della ruota dalle direzioni di V e v.

i il numero delle palette e t il passo della ruota ($2 \pi R = i t$).

ε il coefficiente di riempimento d'ogni intervallo fra le palette, $\varepsilon = Q : a b v$.

§ 2.

Ruote per di sopra od a cassette.

3. Perdite di lavoro nelle ruote a cassette. — Le ruote a cassette sono applicabili per cadute maggiori di 5^m e per volumi di acqua fino ad $1^{mc.}$ al 1″. Raramente si usano per volumi maggiori; nelle condizioni attuali, esse ponno ritenersi talvolta convenienti solo per volumi d'acqua molto piccoli, e per cadute non $>$ di 12^m.

A determinare il lavoro effettivo che teoricamente può essere fornito dalla ruota e le condizioni che lo rendono massimo, quindi il massimo effetto utile del motore, si esaminano in appresso, separatamente, come avvenga l'introduzione dell'acqua sulla ruota, l'azione della medesima nel discendere con questa, e quali sieno le condizioni in cui l'abbandona.

I. *Introduzione dell'acqua sulla ruota.* L'introduzione dell'acqua sulla ruota avviene senza perdita di forza viva per urto, se il profilo della paletta è diretto secondo la velocità relativa w dell'acqua lungo la cassetta, velocità che supponesi concentrata nel filetto medio. Si ha, dalla fig. 128,

$$w^2 = V^2 + v^2 - 2 V v \cos \alpha. \tag{1}$$

Ordinariamente si ritiene che la forza viva corrispondente alla velocità w sia interamente perduta pel motore, dovendo l'acqua urtare contro la parete nella capacità chiusa che costituisce la casetta. Una prima perdita

di carico è perciò $w^2/_{2g}$. Il calcolo approssimato che trovasi sviluppato nei vari trattati, dopo aver ricordato che l'acqua allo scarico dalla ruota deve possedere ancora una velocità eguale alla velocità periferica della ruota (v), considerando i soli lavori prodotti o perduti per forza viva all'introduzione ed allo scarico, dà:

Somma dei lavori per forza viva $= \dfrac{V^2 - v^2 - w^2}{2g} . 1000\, Q$ e colla (1)

$$\frac{V^2 - v^2 - (V^2 + v^2 - 2\,V v \cos\alpha)}{2g}\, 1000\, Q = \frac{(V\cos\alpha - v)\, v}{2g}\, 1000\, Q. \quad (2)$$

Questa equazione, differenziata rispetto a v, darebbe il massimo lavoro che la ruota può fornire, considerate le sole forze vive in gioco (escluso l'effetto del peso) per $v = \dfrac{V\cos\alpha}{2}$; cioè le (2) prenderebbero in tal caso la forma $\dfrac{1}{2}\,\dfrac{V^2\cos^2\alpha}{2g}\, 1000\, Q$; dalla quale risulterebbe posto $\cos\alpha = 1$, per la piccolezza di α, ed $h = \dfrac{V^2}{2g}$, che sarebbe perduta una porzione $^1/_2\; h$ del salto, cioè $\dfrac{V^2}{4g}$; *si perderebbe quindi la metà del carico corrispondente all'introduzione.*

In realtà, se il tracciamento del primo tratto di paletta, secondo il parallelogrammo, serve a stabilire il profilo della paletta, non si può tuttavia dalle precedenti considerazioni dedurre la misura esatta del lavoro che viene perduto alla introduzione. L'urto, che annulla la parte della forza viva, non si verifica già all'introdursi dell'acqua entro la paletta, se questa è diretta secondo la velocità relativa, ma quando il fascio d'acqua va a colpire il fondo della cassetta e si dispone sovra esso in quiete relativa, e dura finchè il grado di riempimento d'ogni cassetta è completo.

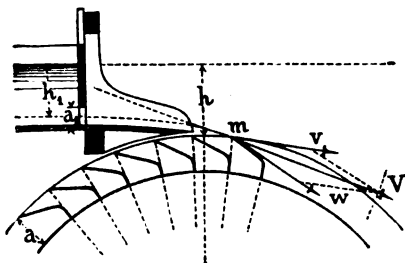



Fig. 128.

Se q è la quantità d'acqua che trovasi in ogni cassetta a riempimento compiuto, e se si pensa di riunire con una curva tutti i centri di gravità delle sezioni liquide nelle successive cassette, qualunque sia la loro forma, essi si trovano approssimatamente su un circolo di raggio R_0 (fig. 129[1, 2, 3]) tale che

$$\frac{[\pi R_0^2 - \pi (R - a)^2]b}{i} = \frac{q}{2},$$

quindi

$$R_0 = \sqrt{(R - a)^2 - \frac{q\, i}{2\pi b}}. \quad (3)$$

Supponiamo ora che la massa d'acqua q sia concentrata in S, punto di introduzione. Il suo cammino assoluto parabolico incontrerebbe in S_1

il circolo di raggio R_0: ed in questo punto S_1 si può supporre concentrata la massa q al momento dell'urto sul fondo. La velocità periferica $S_1 v_1$ in quel punto è uguale a $v^{R_0}/_R$. Portisi allora, sulla tangente alla parabola, la $S_1 V_1$ eguale alla velocità assoluta dell'acqua in quel punto, data da $V_1 = \sqrt{V_0^2 + 2gx}$ (solitamente tiensi $V = V_0$). Componendo il parallelogrammo ottiensi la $S_1 w_1$, velocità relativa posseduta dall'acqua. Il carico che a questa corrisponde è interamente perduto ed ha la forma $w^1_2 : 2g$.

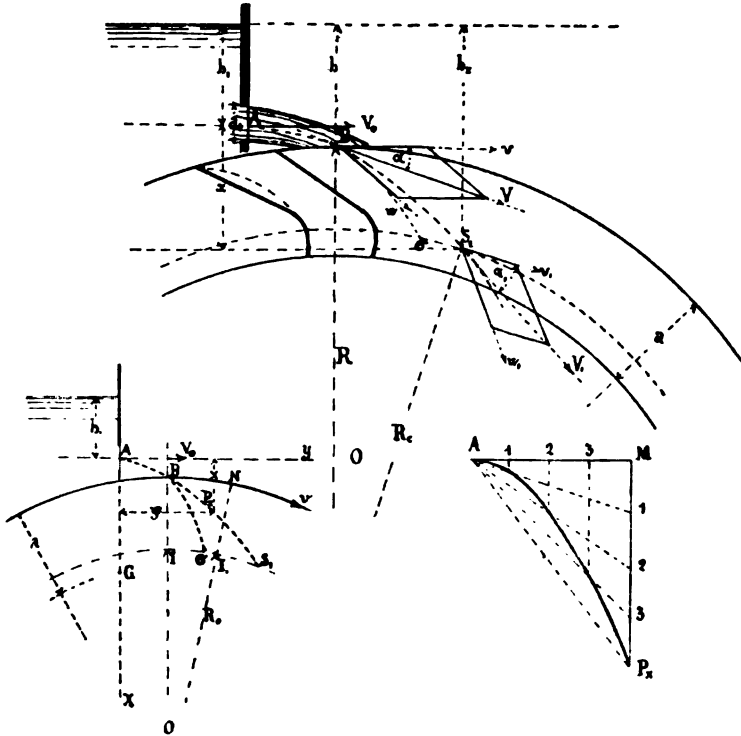



Fig. 129 1·2·3.

In realtà tal carico non è per intero consumato nell'urto, se l'acqua, come è naturale, possiede movimenti vorticosi prima di mettersi in quiete: ma il risultato è sempre il medesimo per riguardo al motore, qualunque sia la forma apparente con cui la perdita si verifica. Il valore di w_1 è

$$w_1 = V_1^2 + v_1^2 - 2 V_1 v_1 \cos \alpha_1 .$$

Se ne dedurrebbe, in modo analogo alla (2), ove fosse $\alpha_1 = 0$, che la perdita di carico per l'urto è $^1/_2 h_x$, nelle condizioni più favorevoli. Maggiore quindi di quello che era calcolato nei metodi antichi. Vi è perciò beneficio nel diminuire h_x e quindi h ed a; ma, a pari volume d'acqua, ad una diminuzione di h corrisponde una maggior larghezza di ruota, condizione onerosa pel peso ed il costo della ruota.

Fissato il centro A della bocca di introduzione, è evidente che, per rendere minima la parte di caduta che si utilizza colla velocità iniziale, converrà introdurre l'acqua sulla ruota in un punto B che corrisponda al diametro verticale. Se il punto A è fissato, sarà facile costruire il profilo assoluto del filetto medio, il quale è costituito da una parabola con vertice in A, ed assi $A\,x$, $A\,y$, essendò $A\,y$ orizzontale (fig. 129ª). Per un punto qualunque P_x, detto t il tempo in cui la molecola d'acqua vi arriva, sarà:

$$x = g/_2\, t^2 \qquad y = V_0\, t$$

essendo V_0 la velocità orizzontale in A, dedotta da $h_1 = k \cdot \frac{V_0}{2g}$ dove k è sempre maggiore di 1, comprendendo il coefficiente di contrazione e le resistenze lungo il canale di guida sulla ruota. Nei casi più favorevoli $k = 1{,}2$.

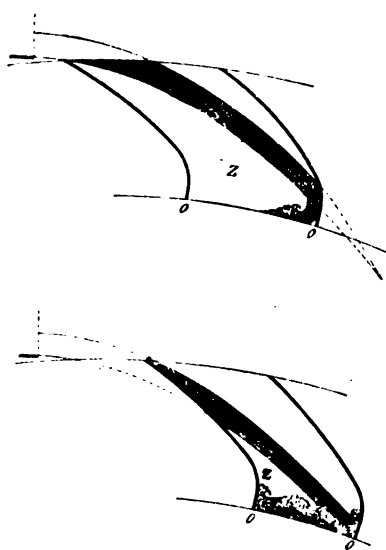
Si ottiene allora l'equazione della parabola da $y^2 = \frac{4 \cdot V_0^2}{2g}\, x$, il cui parametro è $\frac{4 \cdot V_0^2}{2g}$ e la distanza focale $A\,G = h_1 : k = \frac{V_0^2}{2g}$. Determinato colle formole un punto qualunque P_x gli altri punti analoghi si otterranno colla costruzione indicata nella fig. 129ª, dividendo in parti eguali l'orizzontale $A\,M$ e la verticale $M\,P_x$, congiungendo A con 1, 2, 3, e tirando le normali, ad incontrare queste rette, dai punti di divisione di $A\,M$.

Se $B\,S_1$ è il cammino assoluto della vena liquida, il cammino relativo $B\,\sigma$ si determina per qualunque punto nel seguente modo (fig. 129ª). Nel tempo in cui il filetto medio ha percorso l'arco $B\,S_1$ la periferia della ruota si è spostata di $B\,N = v\,t$. Basterà unire N al centro, e fare $S_1\,\sigma = I I_1$; il che può essere eseguito per tutti i punti, in guisa da ricavarne la curva continua $B\,\sigma$.

Fig. 130.

II. *L'azione dell'acqua dentro le cassette* è accompagnata da alcune perdite di lavoro, tra cui, principale, la resistenza dell'aria; la vena liquida entrando nella cassetta separa in essa una capacità z (fig. 130) nella quale l'aria viene imprigionata e compressa, e perciò posta in condizione da opporsi alla regolare discesa del liquido. Importa quindi provvedere alla ventilazione delle palette, la quale è fatta, o tenendo la larghezza b della ruota maggiore di b_1, larghezza della vena d'acqua, o aprendo, sulla parete di fondo, spiragli opportuni al passaggio dell'aria, disposti in guisa da evitare il pericolo d'un versamento d'acqua all'interno della ruota. Altre resistenze sono quelle che derivano dallo spostamento del liquido lungo le palette nel movimento della ruota, resistenze d'attrito che sono del resto di poca entità.

III. *Lo scarico dell'acqua* dalle cassette nel canale a valle, produce una perdita di lavoro ordinariamente espressa da $\frac{1000\, Q\, v^2}{2g}$. In fatto però questa perdita non si può valutare in modo così semplice. Quando noi supponiamo che l'acqua, entrata nelle cassette, si disponga con superfici di livello orizzontali nelle successive posizioni, si astrae dalla forza

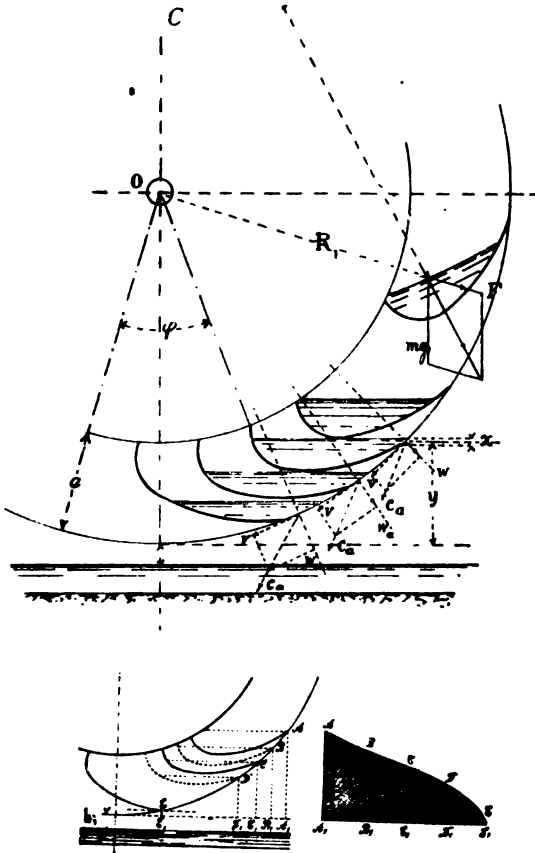



Fig. 131[1, 2].

centrifuga impressa al liquido nel movimento di rotazione della ruota. L'effetto di tale forza centrifuga (che del resto può essere trascurato, se si considera che la velocità periferica è sempre piccola, e quanto più piccola tanto migliore il rendimento) è di disporre il livello del liquido, come a fig. 131[1, 2], secondo una superficie cilindrica. Sopra la massa liquida d'ogni cassetta agiscono infatti due forze: il peso $m g$ e la forza centrifuga $F = m R_1 \omega^2$; la loro risultante concorre in un punto C, sulla verticale passante per O, tale che

$$O C = R_1 \frac{g}{\omega^2 R_1} = \frac{g}{\omega^2};$$

cioè la posizione di C è indipendente dal valore di R_1: quindi il livello del liquido forma una superficie cilindrica coll'asse proiettato in C. In un'altra posizione della cassetta si ottiene l'egual valore di OC: cioè i livelli dei liquidi sono superfici cilindriche concentriche coll'asse in C. Per piccoli valori di ω la superficie cilindrica si trasforma in superficie piana orizzontale e come tale può pensarsi nelle applicazioni pratiche.

Ora, prima che la cassetta sia venuta all'estremo inferiore del diametro verticale, il liquido avrà cominciato a versarsi ad una certa altezza y, dando luogo al fatto che chiamasi *il versamento anticipato.* Dal cominciare del versamento al totale sgombero della cassetta, si verifica una perdita di lavoro, per determinare la quale con sufficiente precisione, non può bastare l'espressione semplice, $\frac{1}{2g} 1000\, Q \,.\, v^2$ che è stata più sopra indicata. Se si imagina la cassetta venuta in una posizione per cui il versamento cominci con uno stramazzo alto y, la quantità versatasi dq nel tempo dt sarà:

$$dq = \mu\, b \,.\, x\sqrt{2gx} \,.\, dt \tag{4}$$

ed il lavoro perduto

$$1000 y \,.\, dq = 1000\, \mu\, b\, x \sqrt{2gx} \,.\, y \,.\, dt, \tag{5}$$

cui si aggiunge ancora la perdita proveniente dalla velocità della ruota che l'acqua pure possiede, per cui, mentre questa si scarica per lo stramazzo, colla velocità w_a, possedendo inoltre la velocità v periferica, abbandonerà la ruota con una velocità risultante c_a data dal parallelogrammo; quindi la perdita di lavoro risulta

$$1000\left(\frac{c_a^2}{2g}\, dq \,.+ y\, dq\right) = 1000\left(\frac{c_a^2}{2g} + y\right)\mu\, b\, x\sqrt{2gx}\, dt,$$

per modo che la perdita totale, a versamento completo nello scarico, sarà data da:

$$1000 \,.\, Q\, h_x = 1000\, \mu\, b \int^{t_1} \left(\frac{c_a^2}{2g} + y\right) x\sqrt{2gx}\, dt \tag{6}$$

essendo h_x il valore ideale della caduta che per questo si perde, e t_1 il tempo che passa dal cominciare del versamento a vuotatura completa. Se φ è l'angolo al centro che vi corrisponde, poichè $\omega t_1 = \varphi$, sarà:

$$1000\, Q\, h_x = \frac{1000\, \mu \,.\, b}{\omega} \int_0^{\varphi} \left(\frac{c_a^2}{2g} + y\right) x\sqrt{2gx} \,.\, dt. \tag{7}$$

La valutazione pratica di tal lavoro perduto, può farsi geometricamente nel seguente modo (fig. 131ª). Sia A il punto nel quale il versamento comincia, e l'area della sezione d'acqua sia f. In E finisca l'uscita dell'acqua colla condizione naturale che la tangente all'estremo E sia orizzontale. La cassetta, passando dalla posizione A alla B, diminuisce il proprio volume d'acqua da q a q_1 e la sezione d'acqua f diventa $f_1 = \frac{f}{q}(q - q_1)$. Facciasi ora a parte $A_1 B_1 = q_1$ e $B B_1 = B_1 B$. La stessa costruzione fatta per gli altri punti ci fornisce la linea $ABCDE$. L'area rappresenta il lavoro perduto, e l'ordinata media darà la media perdita di caduta h_a' pel versamento anticipato.

Perciò il carico h_x della formola (7) sarà $h_x = h_a' + v^2/_{2g}$, perchè il volume Q abbandona la ruota possedendone la velocità periferica. Onde il lavoro perduto è

$$1000\, Q\, (h_a' + v^2/_{2g}). \tag{8}$$

A questo aggiungasi (fig. 131[1]) il lavoro perduto per l'altezza h_i di cui la ruota è sollevata sopra il canale di scarico, cioè

$$1000\, Q\, h_i. \tag{9}$$

IV. *L'ultima perdita* è data dalle resistenze d'attrito degli organi meccanici e specialmente dall'attrito sui perni della ruota. Se P_1 è lo sforzo sopra un perno, P_2 sull'altro, d_1 e d_2, i relativi diametri, f il coefficiente di attrito ($= {}^1/_{16}$) il lavoro perduto è

$$(P_1\, d_1 + P_2\, d_2) \frac{f \pi n}{60} = L_a. \tag{10}$$

Sui valori di P_1 e P_2 contribuisce, oltre il peso della ruota, anche lo sforzo periferico sul primo ingranaggio di trasmissione.

4. Coefficiente di effetto utile delle ruote a cassetta. — Possiamo ora raccogliere gli elementi individuati nel numero precedente per ricavarne l'effetto utile di queste ruote. Il lavoro effettivo sarà:

$$\left.\begin{aligned} L_e = 1000\, Q\, H - \Big\{ 1000\, Q \left(\frac{w_1^2}{2g} + h_a' + \frac{v^2}{2g} + h_i \right) + \\ + (P_1\, d_1 + P_2\, d_2) \frac{f \pi n}{60} + L_r \Big\}. \end{aligned}\right\} \tag{11}$$

Comprendendo in L_r i lavori perduti pei moti vorticosi dell'acqua, la compressione d'aria per insufficiente ventilazione, ecc., che si sottraggono al calcolo, e che d'altronde, per la lentezza del moto, sono trascurabili.

Il coefficiente di effetto utile η è

$$\eta = 1 - \left\{ \frac{w_1^2/_{2g} + v^2/_{2g} + h_a' + h_i}{H} + \frac{L_a + L_r}{1000\, Q\, H} \right\}. \tag{12}$$

Le condizioni che rendono massimo η risultano dal precedente esame. *E* cioè: tenere piccolo h_1, il punto S_1 molto alto (compatibilmente col coefficiente di riempimento, o coll'assicurare il moto della ruota nel senso voluto) α_1 piccolo, piccola la velocità periferica, impedire fin dove è possibile il versamento anticipato, e tenere la ruota possibilmente tangente allo scarico (se lo concede la costanza del livello). Le variazioni di volume d'acqua influiscono sugli elmenti di η in senso assai vario. L'aumento di Q, sul volume medio assunto nel calcolo, diminuisce la perdita per urto all'introduzione, perchè il punto S_1 si innalza (fig. 129); viceversa la diminuzione di Q, per ragione contraria, aumenta questa perdita. Nel 1.° caso però cresce il valore di h_a', + L_r e diminuisce nel 2.° Il coefficiente di effetto utile in pratica varia secondo i casi da 0,75 ~ 0,85; cresce con H e scema con v; coi massimi H, η può salire eccezionalmente a 0,90.

5. Tracciamento e costruzione delle ruote a cassette. — Sono dati: il volume normale Q e la caduta H. Perchè la ruota non sia mai

annegata, si tiene ordinariamente $h_1 = 0.05^m \sim 0.15^m$. Si fissa la velocità periferica della ruota con $v = 1^m,50 \sim 2^m,10$, attenendosi al valor minimo per le piccole cadute ed al massimo per grandi cadute. La velocità orizzontale V_0 del filetto medio all'uscita della bocca tiensi eguale $2v$. Alcuni abbandonando la condizione del massimo sopra posta, che non risponde neppure per intero alla teoria, e fanno $V_0 = 2.50\sqrt{v}$. (Vedi V_0, fig. 129.) Il valore di V_0 può, per la piccola distanza verticale, essere considerato eguale a V, velocità sul punto di introduzione della ruota.

Ponesi la condizione che il filetto medio incontri il diametro verticale della ruota [condizione di massimo effetto perchè S_1 (fig. 129) risulti

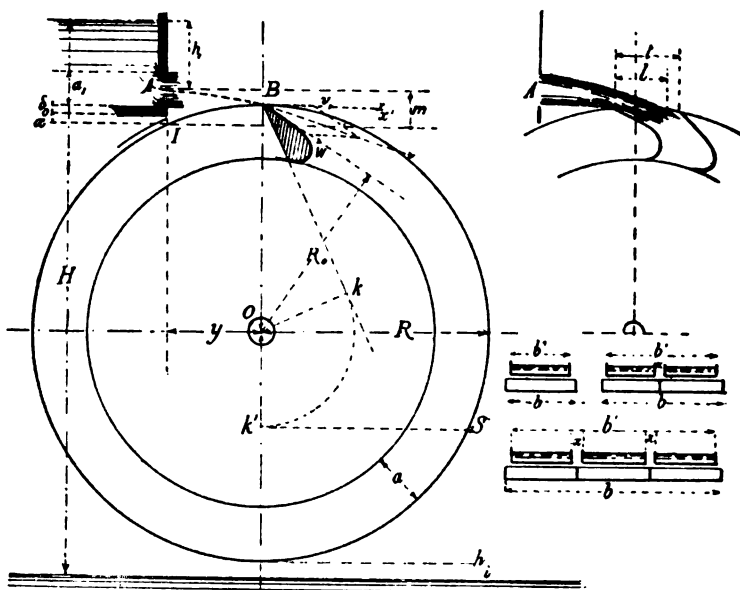



Fig. 132.

elevato rispetto al centro] determinando con questa il raggio della ruota. Dato V_0 deducesi h_1 colla

$$h_1 = (1,1 \sim 1,15)\frac{V_0^2}{2g},$$

Al punto A. centro della bocca di introduzione, (fig. 132) si traccia nel modo indicato il profilo parabolico del filetto medio. Il valore del raggio deducesi dalla

$$\left.\begin{aligned} H &= 1.10.\frac{V_0^2}{2g} + \frac{a^2}{2} + \delta + x^0 - x^1 + 2R + h_i \\ \text{cioè}\quad 2R &= H - \left\{1.10\frac{V_0^2}{2g} + \frac{a_1}{2} + \delta + x^0 - x^1 + h_i\right\} \end{aligned}\right\} \qquad (13)$$

x_0 per ruote in ferro $= 0.005$, in legno $= 0.01 \sim 0.015$; si aumentano tali

valori se temesi ghiaccio nell'inverno. Ordinariamente, secondo il maggior o minor valore di h_i, tiensi la somma

$$\frac{a_1}{2} + \delta + x^0 - x^1 + h_i = 0.1 \sim 0.2.$$

Talchè il diametro della ruota varia fra gli estremi

$$2R = H - \left\{1.10\frac{V_0^2}{2g} + 0.1\right\} \sim H - \left\{1.10\frac{V_0^2}{2g} + 0.2\right\}$$

fra i quali si potrà fissare a priori un *primo valore* del raggio.

Si determinano allora gli elementi della ruota: larghezza b, altezza della corona a, e il coefficiente di riempimento. L'altezza radiale a si fissa a priori, variabile fra $0^m.15 \sim 0^m.30$, dai più piccoli ai grandi valori di Q, o meglio con $a = {}^1/_6 \sqrt{H} \sim {}^1/_4 \sqrt[3]{H}$ dai piccoli ai grandi Q. Donde, fissato il coefficiente di riempimento, che è di ${}^1/_2 \sim {}^1/_4$, (solitamente ${}^1/_3$), ottiensi la larghezza b dalla:

$$Q = \varepsilon . a . b . v \quad \text{cioè} \quad b = \frac{Q}{\varepsilon\, a\, v}\,. \tag{14}$$

Trovato b, determinasi b_1; larghezza della bocca di introduzione. Ad impedire fughe d'acqua laterali, ed a facilitare l'uscita dell'aria, compressa negli spazii indicati colla fig. 130, tiensi $b_1 < b$, e precisamente

$$b_1 = b - 0^m.1 \sim b - 0^m.20.$$

Talvolta per ruote molto larghe, la bocca di introduzione è divisa in due o tre parti (fig. 132); questa disposizione si presta bene per volumi variabili, potendosi usare le bocche 1, 2, 3 insieme, o solo le 1.3, o sola la 2. Si determina poi il valore di a_1, data l'introduzione a battente, colla $a_1 = \dfrac{Q}{b_1\, V_0}$, se non esistesse contrazione; ed in ogni caso colla

$$a_1 = \frac{Q_1}{\mu\, b . \sqrt{2 g h_1}}\,.$$

essendo μ il coefficiente di contrazione.

Posto ora nella (13) il valore di ${}^{a_1}/_2$, quello di h_i, e fatto

$$\delta + x^0 - x^1 = x^0 - 0.005$$

ed $x^0 = 0^m.008$ (in media) si *potrà ottenere il vero valore di* $2R$.

Resta a determinare la posizione del centro O, perchè la parabola del filetto medio incontri in B il diametro verticale. Ora

$$AI = ({}^{a_1}/_2 + \delta + x^0) = m,$$

è la somma delle proiezioni degli archi AB e BI; ed è $2p = \dfrac{4\,V_0^2}{2g}$; si ha quindi

$$m = \frac{y^2}{2p} + - \sqrt{R^2 - y^2}$$

e sostituendo in questa il valore di $2p$, e risolvendola rispetto ad y,

si ha:

$$y = \sqrt{\frac{4\,V_0^2}{2g}} \sqrt{-\left(R + m + \frac{V_0^2}{g}\right) + \sqrt{2Rm - m^2 + \left(R - m\,{}^{V_0^2}/_{2g}\right)^2}}\,; \quad (15)$$

i termini del 2.° membro son tutti noti (V. fig. 132).

Si procede in seguito al tracciamento della paletta. Nel punto B concorrono: la velocità v periferica orizzontale e la velocità V tangente in B alla parabola del filetto medio. Il valore di v è dato; quello di V è $= \sqrt{V_0^2 + 2g(m - x^1)}$ od approssimativamente $= V_0$. Si compie il parallelogrammo e si dispone la paletta sulla direzione Bw della velocità relativa. La direzione Bw, che riduce minima la perdita di forza viva all'entrata, può avere talvolta l'inconveniente di anticipare di troppo il versamento. Alcuni tengono perciò il profilo della paletta nei suoi primi elementi più addentro di w, se α fosse troppo grande; si cerca di non superare, $\alpha = 10° \sim 12°$. La paletta nei suoi primi elementi è tangente ad un circolo di raggio R_0, i cui valori variano da $0.85\,R \sim 0.90\,R$, dai piccoli ai grandi riempimenti. A facilitare lo scarico dell'aria conviene che il passo t sia minore della lunghezza l, data dalla lama d'acqua sul contorno della ruota, che si può facilmente tracciare a disegno.

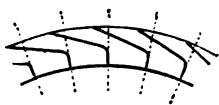
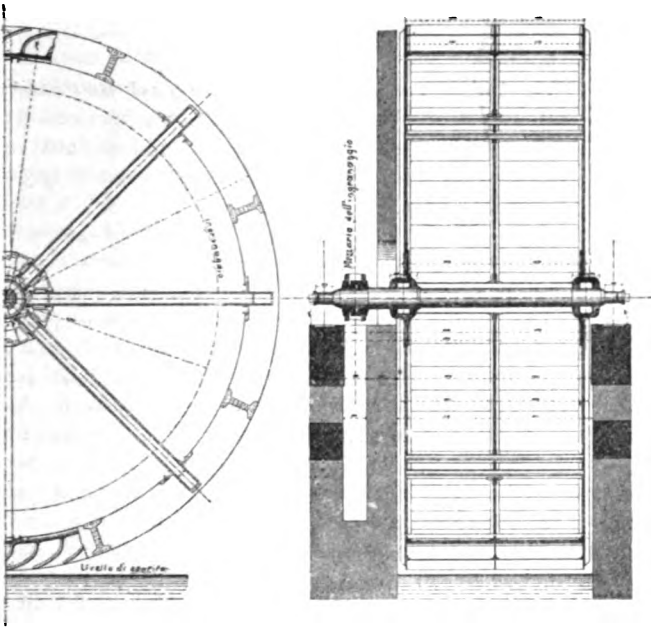



Fig. 133.

Tiensi $t = ({}^4/_3 \sim {}^2/_3)\,l$; onde si avrà il numero i delle cassette colla $\frac{2\pi R}{t} = i$, adottando il numero intero prossimo e possibilmente divisibile pel numero delle razze delle crociere (d'ordinario $= D + 2$). Le palette al solito si ricoprono, ed il ricoprimento è di $0.20\,t \sim 0.25\,t$ come a fig. 133.

Si trova geometricamente il punto in cui comincia il versamento, determinando il contenuto d'acqua in ogni cassetta colla $q = Q : \left(\frac{i\,n}{60}\right)$, n essendo il numero dei giri. L'area della sezione d'acqua nella paletta è $f = {}^q/_b$. Si tratteggia quest'area f sulla paletta in B. La normale condotta dal centro al livello sia Ok; portisi Ok in Ok_1. Al punto S, sull'orizzontale, corrisponde il principio del versamento. Lo spessore delle palette è: se in lamiera di 3 a 5 m/m, se in legno di 25-30 m/m. Tracciata così completamente la ruota, si potrà, coi criterii già sviluppati, determinare l'effetto utile teorico a mezzo delle costruzioni geometriche sopra indicate.

6. Dati costruttivi sulle ruote a cassette. — Intendiamo di esaminare alla fine di questo capitolo gli elementi costruttivi delle ruote (assi, razze, tiranti, ecc.) le cui forme sono del resto comuni ai vari tipi. Le ruote a cassette (che possono essere in legno o ferro), presentano rispetto alle altre, come risulta dalla fig. 127, la particolarità di non avere corsia. Talvolta però, una porzione di corsia è applicata per evitare l'effetto del versamento anticipato; essa può essere in metallo o legname, ed abbraccia la superficie esterna della ruota, dal punto in cui può cominciare il versamento fin quasi al livello dello scarico. Queste ruote a cassetto diconsi a *mantello*. Altra particolarità che deriva dalla mancanza di corsia è che le palette, costituenti coi loro intervalli delle vere cassette, sono

provviste di due corone chiuse, che, secondo la costruzione delle ruote,

fannosi in legno od in metallo (lamiera o ghisa), composte di segmenti anulari riuniti con bulloni cui sono applicate le razze. La fig. 134[1] dà un esempio di ruota, a cassette in metallo col fondo di legname. Osserviamo fin d'ora che, nell'ossatura della ruota, qualunque ne sia il tipo, possono indifferentemente servire gli altri esempi che citeremo in appresso, coi quali sarà nostra cura mettere in evidenza la varietà delle disposizioni.

La fig. 134[2] dà un esempio di ruota a cassette, nella quale, per la direzione data al canale di arrivo, si può evitare ogni perdita per versamento anticipato, e si può sopprimere la perdita h_i immergendo la ruota nel canale di fuga, di quanto corrisponde al riempimento della cassetta che sta per vuotarsi, come si pratica nelle ruote di fianco.

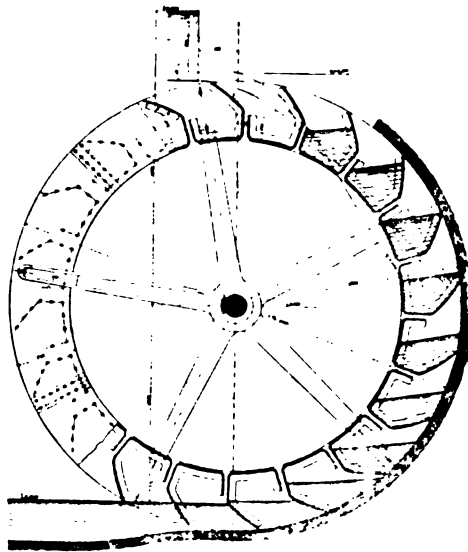



Fig. 134[1·2].

§ 3.

Ruote di fianco.

7. Ruote di fianco in generale. Varie fasi dell'azione dell'acqua fino allo scarico. — Le ruote di fianco costituiscono il tipo più importante di ruote idrauliche: esse sono ancora applicate con certa larghezza perchè si prestano a ben utilizzare le cadute piccole (0.30 ~ 3^m) ed i volumi d'acqua abbondanti e variabili.

La costruzione di queste ruote ha fatto sensibili progressi di fronte ai primi tipi di Morin e Redtembacher; con questi divennero capaci di fornire un coefficiente di effetto utile elevato. Il principio che ad essi ha presieduto è stato di sopprimere ogni perdita di forza viva per urto alla introduzione dell'acqua sulla ruota e nel suo adagiarsi sulle palette, e di immergere la ruota nello scarico di tanto, che fosse resa nulla quella perdita di caduta che vedemmo verificarsi nelle ruote a cassette. La teoria antica di queste ruote ha subito notevoli modificazioni; in essa (allo stesso modo che, per le ruote in cui avviene alla introduzione una perdita di forza viva, come nelle ruote a cassette) veniva stabilita fra la velocità di introduzione dell'acqua, V, e la velocità periferica della ruota, v, una relazione tale che rendesse minimo il lavoro perduto per urto, come si è accennato al principio del n.° 3.

La teoria attuale non determina alcuna relazione fra questi due elementi, i quali restano perciò reciprocamente arbitrarii; conclude soltanto (il che può essere fatto *a priori*) che conviene tenere possibilmente piccola la velocità periferica della ruota, perchè risulti minimo quel lavoro $\left(\frac{1000\,Q v^2}{2g}\right)$ che l'acqua, abbandonandola, porta allo scarico senza beneficio alcuno.

Tra gli autori cui è dovuto il moderno indirizzo nello studio delle ruote di fianco noi dobbiamo citare, il prof. G. Colombo, ai cui metodi e risultati in buona parte ci riferiremo nel presente studio su quelle di fianco.

Le ruote di fianco sono distinte dalle altre a seconda del punto in cui avvenne l'introduzione dell'acqua; la quale si verifica al di sotto del diametro orizzontale della ruota. In generale, il rapporto $^H/_R$ basta a classificare il tipo di una ruota idraulica.

I. *Introduzione dell'acqua sulla ruota.* L'introduzione è fatta con una bocca a battente od a stramazzo; se pensiamo concentrata nel filetto medio la massa della vena liquida, ed h_1 è la profondità di questo sotto il livello d'arrivo, sarà h_1 la porzione di caduta il cui effetto devesi utilizzare sulla ruota in forma di forza viva. La velocità del filetto medio sia V desunta da $h_1 = 1.1\, {V^2}/_{2g}$, e la sua direzione sia orizzontale. Se v è la velocità periferica della ruota, w è la velocità relativa dell'acqua, data

$$w^2 = V^2 + v^2 - 2\,V v \cos\alpha.$$

Se la paletta è, col suo primo elemento, diretta secondo w, e se l'acqua che scorre sovra di essa non incontra alcun ostacolo, non si avrà, durante il riempimento dell'intervallo compreso fra una paletta e l'altra (fin quando

questo è sottratto all'azione della vena liquida, e l'acqua si è rimessa nuovamente in riposo), alcuna perdita sulla forza viva data da w. Le condizioni perchè questo avvenga (fig. 135[1]) sono: 1.° che la paletta sia diretta secondo la direzione w, come la $A\,n$, o tangente a questa direzione con curvatura assai dolce, come $A\,n_1$; 2.° che la lunghezza della paletta sia tale (e quindi l'altezza della corona a) che l'acqua si spinga sovr'essa estinguendo la propria velocità relativa senza incontrare ostacoli, provvedendo che non possa trasbordare dalla corona nell'interno della ruota. Le antiche ruote del tipo Morin e Redtembacher, a palette dirette secondo la velocità relativa, ma brevi ($0^m.30 \sim 0^m.40$ di lunghezza) e provviste di contropaletta (fig. 135[2]), o davano luogo all'intera perdita del carico $w^2/_{2g}$, la quale rendevasi minima (metà del carico sulla bocca almeno) facendo $v = {}^1/_2\,V$, e deducendo tale condizione da un calcolo identico a quello sviluppato per le ruote a cassette. Questa condizione non ha ora più luogo ad essere, dal momento che la velocità relativa viene interamente utilizzata.

La lunghezza minima della paletta viene fornita dalla seguente costruzione. Se si immagina il volume d'acqua N appena sottratto all'azione

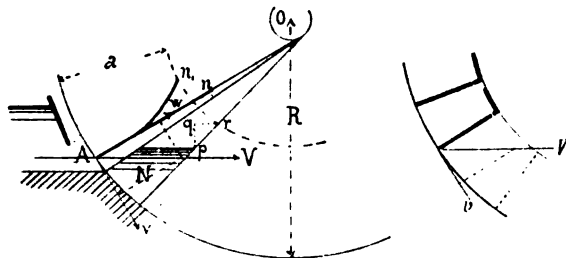



Fig. 135[1·2].

del carico h_1, per la forza viva che esso possiede, in virtù di w, tenderà a salire verticalmente per l'altezza $p\,q = w^2/_{2g}$. L'orizzontale $q\,r$ condotta per q ad incontrare la paletta darà perciò la lunghezza minima di questa.

In realtà tuttavia l'intero carico $w^2/_{2g}$ non può dirsi utilizzato, sia per le resistenze d'attrito della massa liquida, sia per la curvatura che si dà alla paletta ove vogliasi diminuire l'altezza a della corona, sia perchè il solo filetto medio si trova nelle condizioni precise del tracciato geometrico, mentre gli altri (superiori ed inferiori) sono animati da velocità diverse, ed incontrano la paletta sotto angoli diversi. Si verificherà quindi una perdita di caduta per forza viva che sarà una piccola frazione α di $w^2/_{2g}$. Non si hanno esperienze per determinare con precisione il valore di α; ma può ritenersi che esso oscilli fra

$$(0.20 \sim 0.10)\,w^2/_{2g}. \qquad (16)$$

II. *Azione dell'acqua durante la discesa colla ruota.* Messasi l'acqua in riposo fra le palette, essa comincia ad agire sulla ruota *per peso*. I livelli del liquido fra le palette, si dispongono colle loro linee medie su una superficie cilindrica proiettata, sulla fig. 136, nel circolo $m\,n$ di centro O. L'altezza h_0, radiale, può essere determinata, come è fatto dal professore Colombo, nel seguente modo.

Il volume Q si riparte su un tratto di ruota eguale allo spazio da essa percorso al secondo; e, precisamente, il volume Q sarà eguale approssimativamente ad $h_0 . b$ (larghezza ruota) moltiplicata per lo spazio percorso al 1'' (velocità) dai punti sul circolo $c\,d$, intermedio fra quello di raggio R e quello di raggio $R - h_0$: sarà quindi:

$$Q = b \,.\, h_0 \,.\, \frac{v + {}^v/_R(R - h_0)}{2} = \frac{b\,h_0\,v}{2} + \frac{b\,h_0\,v}{2} - \frac{b\,h_0^2\,v}{2R} \qquad (17)$$

quindi

$$h_0^2 - h_0 \,.\, 2R + \frac{Q 2 R}{b\,v} = 0$$

cioè

$$h_0 = R - r = R\left(1 - \sqrt{1 - \frac{2\,Q}{b\,v\,R}}\right). \qquad (18)$$

Questo valore di h_0 è però maggiore del reale; per il gioco che esiste ordinariamente fra le palette della ruota e la corsia (gioco che si verifica

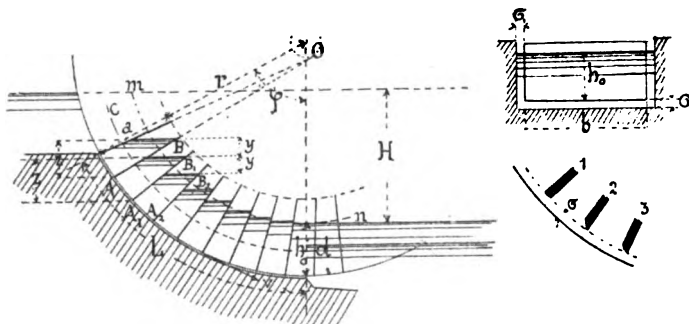



Fig. 136.

sulla superficie cilindrica e sulle superfici laterali) una porzione d'acqua sfugge senza agire sulla ruota, in un modo continuo e da paletta a paletta; la determinazione di questa perdita q di volume dà modo di misurare le perdite di lavoro che per essa si verificano, e di correggere il valore trovato di h_0. Se noi supponiamo infatti che la perdita sia direttamente proporzionale a Q, si avrebbe

$$h_0 = (1 - \frac{q}{Q}R\left(1 - \sqrt{1 - \frac{2\,Q}{b\,v\,R}}\right). \qquad (19)$$

La calcolazione del lavoro perduto può farsi in due diversi modi.

a) Il prof. Colombo suppone che un velo d'acqua, dello spessore del gioco, (σ = gioco — 5 a 10 $^m/_m$), dalla introduzione allo scarico, avvolga all'intorno la ruota per l'altezza h_0 la larghezza b, e si scarichi senza aver agito sulla ruota con una velocità ω che viene determinata dal calcolo; per modo che si avrebbe:

$$q = (2\,h_0 + b)\,\sigma \,.\, \omega \,.\, \varphi. \qquad (20)$$

essendo φ un coefficiente sperimentale per le resistenze al moto, che si può del resto trascurare, l'effetto essendone di aumentare q, il che non è dannoso al buon impianto della ruota, poichè ne riesce diminuito h_0.

La velocità relativa media della portata q rispetto alla ruota è $\omega - v$; se t è il passo della ruota o l'intervallo fra le palette alla periferia esterna, il numero di intervalli corrispondenti allo spazio $\omega - v$ è

$$\frac{\omega - v}{t} \text{ al } 1'',$$

e nel tempo impiegato a percorrere la corsia di sviluppo L sarà

$$\frac{\omega - v}{t} \cdot \frac{L}{\omega},$$

da cui si deduce il numero m_1 delle palette attraversate dalla vena liquida, nel suo movimento relativo rispetto alla ruota, cioè

$$m_1 = \frac{\omega - v}{t} \frac{L}{\omega} + 1.$$

Questa velocità ω non può essere impressa che dal dislivello totale H, suddiviso fra le successive palette; onde assumesi

$$\omega = \sqrt{\frac{2gH}{m_1}}.$$

Ora, se si ricorda che

$$\frac{L}{t} + 1 = m,$$

numero di palette effettivamente contenute nella corsia, si avrà:

$$\omega^2 = \frac{2gH}{m_1} = \frac{2gH}{\frac{\omega - v}{t} \cdot \frac{L}{\omega} + 1} = \frac{2gH}{\frac{\omega - v}{\omega}(m - 1) + 1}; \tag{21}$$

semplificando si otterrà

$$\omega = \frac{v}{2} \cdot \frac{m - 1}{m} \pm \sqrt{\frac{v^2}{4}\left(\frac{m - 1}{m}\right)^2 + \frac{2gH}{m}} \tag{22}$$

che si potrà calcolare, noti v (dato a priori) ed m (dato dal disegno). Evidentemente $\omega > v$, quindi usasi il segno $+$. Si avranno così due equazioni (19, 20) per determinare q ed h_0, quando sia posto nella (20) il valore della (22).

Con tali ipotesi il volume q è interamente perduto, e vi corrisponde quindi un lavoro perduto di

$$1000 \,.\, q\,H. \tag{23}$$

b) Altri (Bach, Grashof) considerano alquanto diversamente la perdita di lavoro che si verifica pel gioco, mettendo in evidenza per essa due perdite distinte di lavoro: 1.° *per l'acqua* che scorre nel gioco fra la parete cilindrica della ruota e la corsia, passando dall'intervallo fra due palette a quello che gli è prossimo al di sotto; 2.° *per l'acqua* che scorre fra la parete laterale della corsia e i fianchi della ruota, passando pure da un intervallo al prossimo come sopra (fig. 136).

Se y è la differenza di livello fra l'acqua contenuta in due intervalli prossimi qualunque, e z l'altezza del liquido nell'intervallo, misurata

verticalmente fra il livello di esso e il gioco sulla paletta da cui l'acqua passa, il volume d'acqua pel 1.° modo di perdita sarà

$$\mu\, b\, \sigma \sqrt{2 g z} = q_1 ,$$

e $q_1\, dt$ il volume d'acqua che passa senza produr lavoro dall'intervallo superiore all'inferiore nel tempo elementare dt. Il lavoro perduto è quindi

$$1000\, q_1\, dt \,.\, y \,. = 1000\, q_1 \frac{R\, d\varphi}{v} y$$

ed il lavoro totale perduto lungo la corsia

$$1000 \,.\, \frac{R}{v} \int_0^{\varphi} q_1 \, y \,.\, d\varphi ; \tag{24}$$

per le ruote di fianco il valore di φ corrisponde all'intera corsia; in ogni caso (e ciò valga anche per le ruote alle reni che si esaminano nel seguente paragrafo) comprende la porzione di corsia in cui l'acqua viene a contatto colla muratura e incomincia la fuga. In un secondo passano sulla corsia $\frac{v}{t}$ palette (t = passo), onde il lavoro perduto al 1" è

$$1000 \frac{R}{t} \int_0^{\varphi} q_1 \, y\, d\varphi ;$$

ponendo per q_1 il valore trovato, si ha

$$\text{lavoro perduto al } 1'' = 1000 \frac{R}{t} \mu\, b\, \sigma \sqrt{2g} \int_0^{\varphi} y \sqrt{z}\, d\varphi ; \tag{25}$$

e se vuolsi conoscere quale sia la perdita di caduta h_x, corrispondente al totale volume Q, dovuta esclusivamente a questa causa, sarà:

$$h_x = \mu \sqrt{2g} \frac{R\, b\, \sigma}{t\, Q} \int_0^{\varphi} y \sqrt{z}\, d\varphi . \tag{26}$$

Il calcolo approssimato dell'integrale nella (26) si può fare moltiplicando il valor medio di $y\sqrt{z}$ trovato colla formola di Simpson per φ; indicando con φ la lunghezza sviluppata dell'arco di raggio 1 corrispondente all'angolo φ. E cioè diviso φ in 4 parti eguali, facendo

$$\varphi_0 = 0 \quad \varphi_1 = {}^1\!/_4\, \varphi \quad \varphi_2 = {}^1\!/_2\, \varphi \quad \varphi_3 = {}^3\!/_4\, \varphi \quad \varphi_4 = \varphi ,$$

si troveranno i valori di y e z ad esse corrispondenti, quindi cavasi

$$\int_0^{\varphi} y \sqrt{z}\, d\varphi = \varphi/_6 \left(2 y_1 \sqrt{z_1} + y_2 \sqrt{z_2} + 2 y_3 \sqrt{z_3}\right). \tag{27}$$

D'onde potrà aversi h_x. Il valore di μ secondo i 3 casi della fig. 136, è assunto per 1) 0.75 per 2) 0.8 per 3) 0.90.

Il lavoro perduto pel gioco sul fondo della corsia è quindi

$$1000 \,.\, Q \,.\, h_x \,. \tag{28}$$

Concorrono a diminuire h_x il grado del coefficiente di riempimento ed un aumento della velocità periferica, nonchè un limitato valore di b.

Il lavoro perduto per il secondo gioco (gioco laterale) si determina in un modo analogo. Il carico corrispondente h_x' rispetto al volume si determina colla

$$h_x' = \frac{2}{3} \frac{\mu \sigma}{Q} \left\{ A\,B\,.\,y_1 \sqrt{2 g x_1} + A_1\,B_1\,y_2 \sqrt{2 g x_2} + A_2\,B_2\,y_3 \sqrt{2 g x_3} \right\} \quad (29)$$

ripetuto per tutte le palette nella corsia: ove

$$\mu = 0.75 \sim 0.85.$$

$A\,B$, $A_1\,B_1$, ecc., sono gli sviluppi del profilo della paletta bagnata: $y_1\,y_2 \ldots$

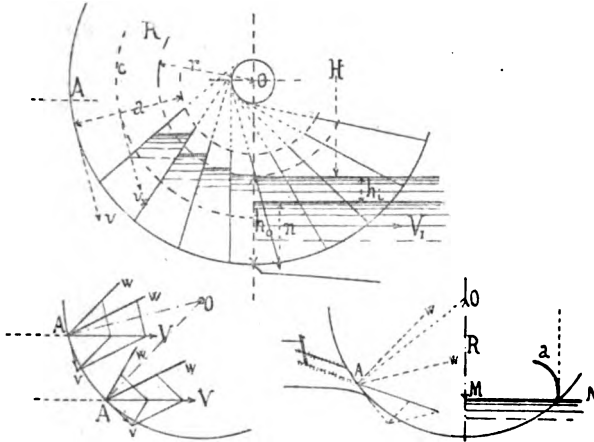



Fig. 137.

i dislivelli del liquido fra le palette successive: $x_1\,x_2 \ldots$ il medio carico per questo efflusso laterale determinabile col disegno.

Ordinariamente

$$h_x' = (1 \sim 1.5)\,h_x\,. \quad (30)$$

Il lavoro perduto pel gioco laterale, sarà:

$$1000\,Q\,h_x'. \quad (31)$$

Un'altra perdita lungo la corsia dipende dall'attrito dell'acqua contro di essa. Per corsie in cemento, le esperienze dànno, in Kgm. al 1'': $\frac{1}{4}\,L\,b\,v^2$, cui corrisponde una perdita di caduta h''.

$$h'' = \frac{L\,b\,v^2}{4000\,Q}\,.$$

III. *Scarico dell'acqua dalle palette.* Come risulta dalla fig. 136, riportata per lo scarico nella fig. 137, le perdite allo scarico possono essere di tre specie.

a) *Perdita per immersione insufficiente* della ruota nel canale di scarico, di guisa che il livello d'acqua nell'ultima paletta h sia sollevato di h_i sul livello di scarico. Si sopprime per intero questa perdita calco-

lando h_0 colla (19) ed immergendo la ruota di questa quantità. Non sempre h_0 può essere assunto quale riesce dal calcolo, se sono scelti con una certa arbitrarietà i valori da cui deducesi. Quando il canale di scarico può essere costrutto nel modo voluto, allora la sua profondità può tenersi tale che sia $n > h_0$; ma se si tratta di piantar la ruota in un canale esistente, ove il livello dello scarico e la sua profondità non possa modificarsi, si dovrà scegliere un valore di b o di v (preferibilmente v) tale che risulti $h_0 \leq n$. Dalla formula (19) risulta che diminuendo v e h cresce h_0.

b) Perdita di caduta per la velocità media con cui l' acqua passa allo scarico. La velocità media che l'acqua possiede nella ruota al momento dello scarico è

$$v_x = {}^1/_2 \left[v + {}^r/_R (R - h_0)\right] = {}^1/_2 \, {}^r/_R (2R - h_0)$$

quindi la perdita di lavoro è

$$\frac{1}{2g} 1000 \, Q \cdot \frac{v^2}{4R^2} (2R - h_0)^2. \tag{32}$$

c) Perdita di carico per l'urto tra la paletta e l'acqua dello scarico rappresentabile con

$$1000 \, Q \cdot \alpha \frac{(v_x - V_1)^2}{2g}; \tag{33}$$

Se $V_1 > v_x$, questa perdita non sussiste; si calcolerà perciò la velocità di scarico, e la sezione corrispondente del canale, in base a questo dato.

d) Perdita di lavoro L_α per l' acqua sollevata dalle palette al loro uscire dal livello di scarico. Questa perdita è piccola nelle ruote di fianco ordinarie. Colla velocità comune di $v = 1.5 - 2^m$ al $1''$, si può stabilire che, fino ad una direzione radiale di w, una tal perdita è inapprezzabile. Però, se tanto v quanto V diminuiscono e si conservano poco diversi fra loro, la w tende a passare sopra il centro; in questo caso si verifica realmente che la paletta agisce in forma di cucchiaio allo scarico; però, la piccola velocità periferica che si usa nelle ruote di tal specie ne rende minimo l' effetto dannoso. In generale, quanto più il punto A di introduzione è basso rispetto al centro, cioè quanto più è grande il rapporto ${}^R/_H$, tanto minore riesce la inclinazione all'insù della velocità w e quindi della paletta. Converranno adunque per le ruote i diametri grandi. Talvolta, in alcuni tipi di ruote, si modifica la posizione di A e la direzione di V, dirigendo appunto la vena liquida verso il basso, in guisa da dare a w una inclinazione al di sotto del centro.

La regola da taluni enunciata per cui la paletta a debba uscire dallo scarico verticalmente, disponendola come una sviluppante di circolo di raggio $R - h_0$, tangente all' orizzontale del livello di scarico MN, non sembra doversi accettare, perchè, per annullare un effetto minimo, si creerebbe una perdita di forza viva all'introduzione, deviando la paletta dalla velocità relativa w, e quindi formando la paletta come una sacca contro cui si estingue la forza viva per urto all' introduzione, come si verifica nelle cassette delle ruote a cassette.

IV. Nelle ruote di fianco a palette, internamente aperte, non esiste resistenza *per compressione d'aria.* — Le *resistenze d'attrito* sui perni, assorbenti un lavoro L_r, si calcolano come al n.° 3 per le ruote a cassetto.

8. Il coefficiente di effetto utile totale teorico delle ruote di fianco si avrà raccogliendo gli elementi forniti dalla precedente discussione. Sarà perciò:

$$\eta = \frac{1000QH - \left[1000Q\left\{\alpha\frac{w^2}{2g} + {}^q/_Q H + h'' + h_i + \frac{v_x^2}{2g} + \alpha\frac{(v_x - V_1)^2}{2g}\right\} + L_\alpha + L_r\right]}{1000\,QH} \qquad (34)$$

al termine ${}^q/_Q\, H$ può sostituirsi $h_x + h_x'$ come sopra. Ordinariamente

$$h_i = 0, \quad \alpha\frac{(V_x - V_1)}{2g} = 0, \quad L_\alpha = 0.$$

In pratica, secondo i casi, il coefficiente di effetto utile varia di 0.60 — 0.85, a seconda dei diversi tipi di ruote di fianco, ed è tanto maggiore quanto più scemano v e V.

9. Costruzione e tracciamento delle ruote a fianco. Loro tipi principali. — Il non aver stabilito alcun rapporto fra v e V, come in

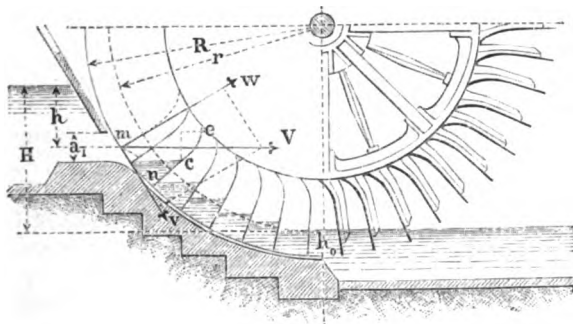



Fig. 138.

addietro si riteneva necessario per fornire le norme del massimo effetto utile, permette di dividere in due gruppi le ruote di fianco, i quali differiscono fra loro per la velocità periferica della ruota, e, conseguentemente, per la forma della paletta ed il grado di immersione della ruota nel livello di scarico. Si distinguono così le ruote di fianco in *celeri* e *lente*, benchè si abbiano anche tipi di ruote intermedi fra questi due estremi. L'esame che facciamo in appresso ci dà modo di metterne in evidenza le disposizioni principali.

I. *Ruote di fianco celeri.* In queste ruote il rapporto ordinario tra la velocità dell'acqua e quello della ruota è ${}^V/_v = 2$ circa. L'introduzione, per la necessità di imprimere all'acqua d'arrivo una sensibile velocità, è fatta con bocca a battente. Si adoperano per cadute non maggiori di $2.50 \sim 3$ e servono convenientemente per acqua e caduta variabili.

I limiti di Q variano da $0^{mc.},15 \sim 3^{mc.},50$. Per ogni metro di larghezza della ruota può essere smaltito un volume d'acqua di

$${}^Q/_b = 0^{mc.},300 \sim 0^{mc.},900.$$

Si fissano prima (fig. 138) gli elementi della bocca di introduzione

$$a_1 = 0^m,15 \sim 0,30, \quad h = 0^m,5 \sim 1^m$$

secondo che il volume d'acqua varii da

$$Q/b = 0^{mc.},3 \sim 0^{mc.},9;$$

quindi deducesi la larghezza della bocca colla

$$b_1 = \frac{Q}{\mu\, a_1 \sqrt{2gh}} \quad e \quad b = b_1 + 0.1. \; V = \sqrt{2gh}.$$

Così è determinata la dimensione della bocca e la profondità del filetto medio sotto il livello d'arrivo. Secondo i valori estremi di h, V varia da

$$3^m,13 \sim 4^m,29.$$

Fissato allora il raggio in modo che si abbia una vera ruota di fianco per rispetto al punto di introduzione dell'acqua, e ciò colla: R non maggiore $H \div 1$ (ed in ogni caso non minore di $2^m,50$), si stabilisce la velocità periferica a priori (secondo il rapporto V/v) fra $v = 1^m,60 \sim 2^m,30$.

Tracciati allora i due livelli di arrivo e di scarico, si determina la posizione del centro della ruota, immergendola sotto al livello di scarico di h_0, determinato colla formola (19)

$$h_0 = R - r = (1 - q/Q)\, R \left\{ 1 - \sqrt{1 - \frac{2Q}{bvR}} \right\}.$$

Ordinariamente, colle ruote celeri, l'altezza h_0 è minore dell'altezza d'acqua nello scarico, (che talvolta è fissata da condizioni locali); si raccorda perciò la corsia mediante gradino o piano inclinato con questo. Il valore di q/Q, per ogni $^m/_m$ di gioco, si assume in base ai seguenti dati del professor Colombo:

	$b = 0.5^m$			$b = 1^m$			$b = 2^m \sim 4^m$			
$Q/q =$	0.3	0.45	0.9	0.3	0.45	0.9	0.3	0.45	0.9	
$q/Q =$	0.022	0.016	0.014	0.017	0.012	0.009	0.015	0.010	0.006	per $^m/_m$ di gioco.

La bocca a battente è regolata da paratoia manovrabile con meccanismi, in guisa da modificare con essa, per volumi variabili, l'ampiezza della bocca di introduzione conservando h costante.

Si traccia poi il profilo della paletta compiendo sulle velocità V e v il parallelogrammo, ottenendosi così la velocità w lungo cui deve essere diretta la paletta, che si disegna quindi radiale o curva, e tangente ad mw. La lunghezza minima della paletta si determina colla costruzione della fig. 135, portando in C una verticale eguale a $w^2/2g$ dal cui estremo conducesi l'orizzontale che taglia in e la direzione della paletta. Aumentando la curvatura della paletta all'estremo se ne diminuisce anche la lunghezza radiale. Il passo medio della ruota, cioè la distanza periferica delle palette, è $t = 0^m.40$. Le palette sono in lamiera, aventi lo spessore di 3-5 mm. (talvolta in legno da 25-30 mm.). La fig. 138 presenta una ruota di fianco avente rosette di ghisa su albero di ferro, corona di ghisa con appendici a mensola sostenenti le palette, razze in ferro e tiranti diagonali in ferro, incrociati. L'effetto utile delle ruote così calcolate varia da 0.65 0.75, ed è maggiore pei valori più piccoli di v.

Talvolta (raramente però e solo nel caso che voglia darsi alla ruota una forte velocità periferica ed alla paletta una forma che ne faciliti l'uscita allo scarico) la costruzione delle ruote di fianco, diversifica alquanto negli elementi che riguardano l'introduzione dell'acqua. I tipi che ne derivano non sono però consigliabili fuorchè nel caso in cui le condizioni locali impongano di ricorrervi. Due forme talvolta in uso sono date dalla fig. 139 (I, II). Nella prima si ha una bocca di introduzione a battente con canale continuatore a fondo parabolico, profilato in guisa da portar più basso il punto B di introduzione sulla ruota, e dare alla velocità V una inclinazione di circa 20° a 30° sulla tangente. La velocità in B è

$$V = 0.95\sqrt{2gx}.$$

Il profilo parabolico sul filetto medio, equidistante a quello del fondo, ha il vertice O in un punto tale che

$$MO = \frac{V^2 . \operatorname{sen} \theta^2}{2g}$$

ed

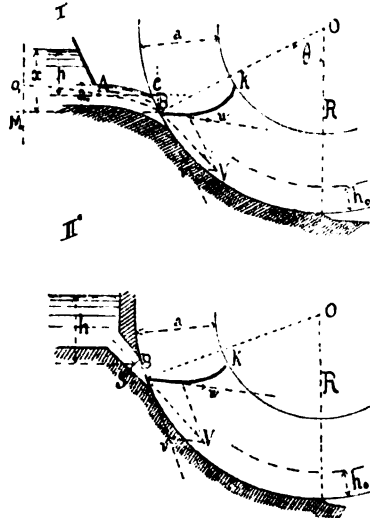
$$MB = \frac{V^2 . \operatorname{sen} 2\theta}{2g}.$$

Fig. 139.

Del resto i punti della parabola possono trovarsi colle stesse regole date più addietro per le ruote a cassette. Si compone allora, tracciata la tangente, il parallelogrammo facendo $v = {}^2/_3\, V$ circa. La velocità relativa riesce allora abbastanza limitata e su di essa si costruisce il profilo BK tangente a w. Se la paletta fosse tenuta rettilinea, per la sua inclinazione diretta al basso, l'acqua si scaricherebbe all'interno della ruota. Occorre perciò curvare la paletta sensibilmente verso l'alto, curvatura che dà luogo ad una perdita di lavoro per urto, e per cui una porzione di $\frac{w^2}{2g}$, sebbene limitata, riesce perduta. Ma devesi notare che, coll'aumento dato a v, il valore di w è di per sè assai piccolo.

Analoghe considerazioni possono farsi col 2.° tipo rappresentato nella fig. 139, con bocca a direttrice. Le direttrici sono rettilinee. Alcune volte nelle ruote di fianco si ha più di una direttrice (v. la fig. 145). ma per questo caso rimandiamo alle considerazioni sulle ruote alle reni, che hanno appunto per carattere la introduzione a più direttrici.

L'effetto utile di queste ruote discende a 0.60, causa la forte perdita di lavoro per l'elevato valore di v. Però, il riempimento delle paletta è limitato, e può di qualche poco essere ridotto il diametro della ruota. Esse possono adoperarsi e convengono ancora quando le cadute sieno le massime per cui si possono usare le ruote di fianco, e quando, per eco-

nomia di costruzione, si voglia tenere il raggio della ruota maggiore di $H + 1$; nel qual caso, ove si ricorresse alla forma indicata, si avrebbero palette troppo inclinate rispetto all'orizzontale nel punto di introduzione, ed agenti perciò come cucchiaie sullo scarico.

II. ***Ruote di fianco lente.*** Il principio su cui riposa la costruzione di queste ruote, il cui tipo è dato dalla ruota Sagebien, e che le rende atte, anche con piccolissime cadute (0.30 ~ 0.40) e volumi d'acqua sensibile, a fornire un effetto utile elevato, è quello di dare loro una piccola velocità periferica, variabile da $v = 0.60$ a $v = 0.75$, ottenuta mediante l'introduzione dell'acqua con velocità media parimenti limitata, e di poco superiore o quasi eguale alla velocità periferica della ruota, assumendo

$$V = 0.70 \sim 0.80.$$

Quindi il rapporto $^{V}/_{v}$ è eguale ad 1 od appena maggiore di 1. In tali condizioni si riduce ai minimi termini la perdita di lavoro per la forza

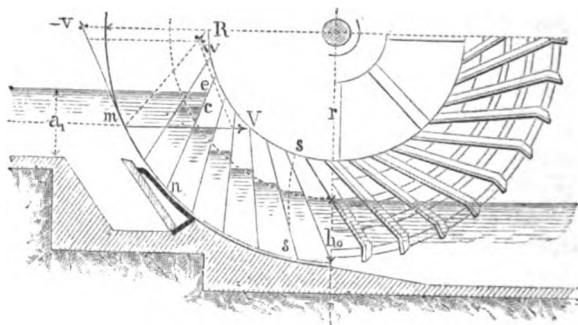



Fig. 140.

viva, che l'acqua, abbandonando la ruota, trasporta seco non utilizzata al canale di scarico; e risiede in questo fatto la ragione precipua del grande effetto utile di queste ruote che può valutarsi, per cadute medie, a 0.80 ed anche a 0.90. Il loro tracciamento è fatto nella seguente maniera: fig. 140.

La bocca di introduzione non è che una continuazione pura e semplice del canale d'arrivo, poichè l'acqua passa da esso allo scarico traversando la ruota con alterazioni minime della sezione e della velocità. A seconda della variazione dei volumi d'acqua, la bocca può chiudersi dal basso con una paratoia a stramazzo, la quale, nelle condizioni di volume Q per cui la ruota è calcolata, ha il bordo superiore a livello col fondo del canale di arrivo. Fissata a priori la velocità V di introduzione (0.70 ~ 0.80) e la quantità d'acqua che può essere smaltita per ogni metro della larghezza b_1 della ruota ($^{Q}/_{b} = 0^{mc}.6 \sim 1^{mc}$) si troverà l'altezza di acqua nel canale di arrivo a_1 (massimo valore di $b_1 = 4^{m}$) colla $Q = a_1\, b_1\, V$, posto $b = b_1 + 0^{m}.10$. Il valore di a_1 può risultare fra i limiti $0^{m}.70 \sim 1^{m},30$ e può essere, come tale, assunto a priori, determinando poi b_1. Il canale di arrivo (sua pendenza, elementi della sezione, ecc.), dovrà esser tale da assicurare, nelle sezioni prossime alla ruota, la velocità ammessa. Si sceglie il raggio della ruota per modo che esso non sia maggiore $H + 2^{m}$ ed in ogni caso non minore $2^{m}.75$. Indi trovasi il valore di h_0, o di $R - r$, colla

formola (19). Il valore di q/Q da introdurre in questa, per ogni $^m/_m$ di larghezza del gioco, è dato dal prof. Colombo come appresso:

	$b=1$		$b=2$		$b=3$		$b=4$	
Q/b	$0^{mc}.6$	1^m	$0^{mc}.6$	1^m	$0^{mc}6$	1^m	$0^{mc}.6$	1^m
Q/q per $^m/_m$ di gioco	0.012	0.016	0.008	0.007	0.005	0.006	0.004.	

Il valore di q, giusta la formola (20), cresce con ω e con v, quindi è minore nelle ruote lente. I valori di R, v, Q/b si sceglieranno in modo che h_0 non sia mai maggiore di 1,50, e, nel caso che l'altezza del liquido nel livello di scarico sia fissata e sia a_0, sarà $h_0 \leq a_0$. Quest'ultima condizione, che si verifica spesso per ruote da piantare in canali esistenti, richiede di scegliere il valore di h_0 modificando opportunamente e con retto criterio R, v, Q/b, o diminuendo Q/b, o aumentando v, quando h_0 risultasse maggiore di a_0. Come sopra si è detto, si tracciano poi la ruota, la corsia ed il profilo della paletta.

Quest' ultima viene diretta secondo la velocità relativa w ottenuta componendo V e $-v$ (costruzione del resto identica a quella delle figure precedenti); si avrà cura che il punto m sia sotto livello di arrivo a $0.60\,a_1$, in quel punto verificandosi la velocità media della sezione. La paletta si fa rettilinea con un piccolo tratto radiale o incurvato all'estremità, ovvero leggermente curva, come è indicato nella punteggiata ss. In questa ruota (come anche vedesi dalla figura) la direzione della paletta riesce contraria a quella delle ruote celeri; essa riesce cioè di molto inclinata sul raggio. Questa grande inclinazione non produce notevoli inconvenienti perchè la velocità periferica della ruota è assai piccola, avendo l'acqua tutto il tempo di scorrere sul piano inclinato che la paletta offre allo scarico. Tuttavia, non converrà che l'angolo acuto che la paletta forma collo scarico all'uscita sia maggiore di 35° per le minime velocità periferiche. Se questo non avviene (se cioè il circolo cui è tangente la direzione della paletta è di raggio troppo grande) o si diminuirà alquanto il rapporto $\frac{v}{V}$, o si aumenterà il raggio R della ruota, fissato dapprima arbitrariamente. Essendo w piccolo, piccolo è anche il necessario prolungamento della paletta perchè l'acqua estingua sovr' essa, salendo, la propria forza viva. Il disegno fornisce del resto il mezzo di tracciare la lunghezza sufficiente della paletta, perchè l'acqua non trasbordi all'interno.

Il passo della ruota, t, tiensi di $0.30 \sim 0.45$, dai minimi ai massimi raggi. Di solito, si tende a tener piccolo il passo, assottigliando così lo spessore della lama d' acqua che non è guidata nel suo movimento dalla paletta. Il numero delle palette è $z = \frac{2\pi R}{t}$.

La ruota Sagebien è un motore assai conveniente pel suo alto effetto utile nel caso di piccole cadute, quali si possono creare artificialmente nei corsi d'acqua naturali, e per cui non si trovano altri tipi adatti di motori, specie ove occorra raccogliere il massimo del lavoro motore, essendo già questo limitato allo scopo. L'inconveniente che esse offrono dipende appunto dal limitato valore di v; il quale aumenta gli sforzi periferici, complica il rapporto degli ingranaggi di trasmissione e rende così

elevati i lavori perduti per attrito, il peso ed il costo della ruota. Malgrado questi inconvenienti non sottoscriviamo alla opinione espressa da Back che ritiene la Sagebien non raccomandabile come motore idraulico razionale. In numerose applicazioni da noi fatte per cadute di 0.30 ∼ 0.70, i risultati sono stati sempre assai soddisfacenti e d'altronde in molti casi non si saprebbe quale altro motore sostituirle; mentre quasi tutti i tipi di ruote idrauliche possono (e devono) oggi essere sostituiti dalle turbine.

Le particolarità costruttive della Sagebien (che è rappresentata anche nella fig. 141) sono le seguenti. La ruota è provvista di una paratoia per bocca a stramazzo, che si solleva dal basso; una paratoia a battente serve per la chiusura del canale d'arrivo. La ruota può avere la parete

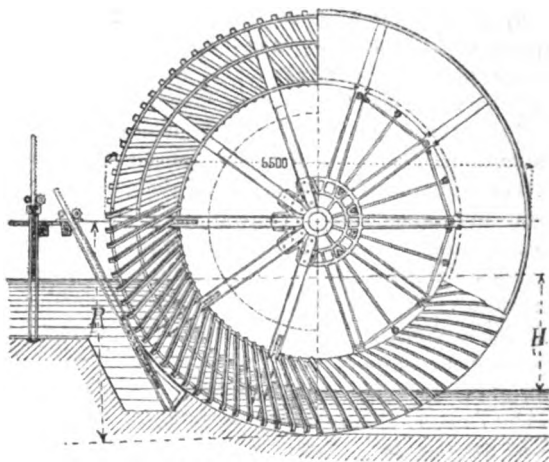



Fig. 141.

laterale della corona libera o chiusa; nel primo caso la corona è coperta di cerchioni in ghisa o ferro, interni alle palette, di mm. $150 \times 18 \sim 200 \times 25$, e di cerchioni intermedi in ferro di mm. $70 \times 15 \sim 80 \times 20$ collegati fra loro da ferri d'angolo cui sono fissate le palette di legno o di lamiera. Il resto della costruzione si fa come agli altri tipi e colle norme che verranno date in seguito.

III. *Altri tipi di ruote di fianco*, che occupano un posto intermedio fra le ruote celeri e le ruote lente, sono i due che si indicano in appresso, di cui il primo partecipa al gruppo delle ruote celeri, il secondo è una trasformazione della Sagebien. Entrambi riposano sull'uso di velocità periferiche intermedie tra quelle indicate, riducendo la velocità di introduzione dell'acqua per modo che riesce aumentato, nel 1.° caso, il coefficiente d'effetto utile delle ruote celeri per la minor perdita di forza viva allo scarico, e diminuisce invece nel 2.° caso l'effetto utile: ma si ha un tipo di costruzione più leggero e semplice che ovvia alle obbiezioni che sotto questo riguardo vengono mosse all'uso della ruota Sagabien. La loro calcolazione risale ai principii generali posti per le ruote di fianco.

a) Ruote di fianco con introduzione a stramazzo su guida parabolica (derivate dalle ruote celeri). Si usano per cadute di $1^m,00 \sim 2,50$ e per volumi di $0^{mc.},3 \sim 2^{mc.},5$. L'altezza dello stramazzo può essere regolata in modo da conservare, per volumi d'acqua variabili, costante il livello di monte (fig. 142). La paratoia, cui è unita una guida (metallica o in legno) parabolica, è manovrata dal basso all'alto. L'altezza massima dello stramazzo h_t, misurata al di sopra della chiamata di sbocco, sulla cresta della paratoia, quando questa occupa la posizione più bassa, si calcola sul volume massimo Q_m, che il canale può fornire, colla

$$Q_m = \mu \, . \, b_1 \, h_1 \sqrt{2 g h};$$

μ coefficiente di contrazione, il quale, se è noto per gli stramazzi liberi ordinarii, non è abbastanza noto per gli stramazzi che si presentano nella

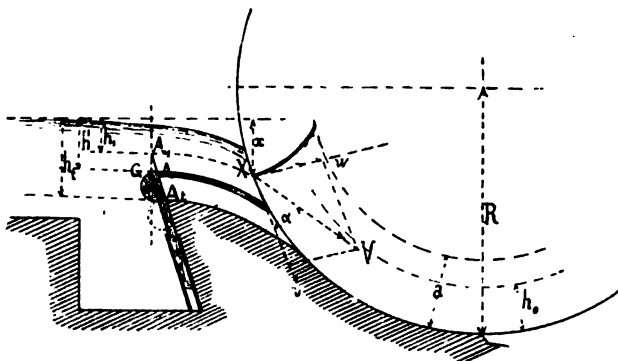



Fig. 142.

forma della fig. 142. Si ritiene $\mu = 0.5$. La velocità orizzontale del filetto liquido in A_t è

$$V_0 = {}^2/_3 \sqrt{2 g h_t}\,.$$

A tracciare il profilo della guida unita alla paratoia e quello della paletta, procedesi nel seguente modo: si fissa la posizione della paratoia A che corrisponde ai volumi d'acqua normali Q colla

$$Q = 0.5 \, b_1 \, h \sqrt{2 g h}\,.$$

Questa altezza h risulta variabile — per $Q/b_1 = 0^{mc.}.3$ $Q/b_1 = 0^{mc.}.9$ limiti, ordinarii della portata per metro di larghezza — fra $0.25 \sim 0.50$. Riesce quindi sempre piccola la porzione di caduta che agisce per forza viva.

Per scegliere il filetto medio A_1 sul quale si possa ritenere concentrata l'intera massa, si trova il valore di h_1, necessario per smaltire la metà del volume normale, colla 0.5

$$Q = 0.5 \, b_1 \, h_1 \sqrt{2 g h_1}\,.$$

A_1 si considera come vertice della parabola, sezione della superficie parabolica di guida alla introduzione; la parabola può essere determinata teoricamente con metodo analogo a quello esposto per le ruote a cassette;

ordinariamente può costrursi, fissato il vertice A_1, assumendo come fuoco il punto G sulla verticale per A_1, tale che $A_1 G = {}^{10}/_{11}\, h_1$. Disegnato così $A_1 X$, l'equidistante condotta per A forma la direttrice inferiore dello stramazzo. La velocità del punto X, diretta secondo la tangente alla parabola, sarà

$$V = 0.9\sqrt{2 g x};$$

il valore di x è dato dal disegno. Al solito $\alpha = 30°$. Nei casi limiti, per h variabile da $20 \sim 0.50$; il valore di V dedotto da x è circa $1^m.50 \sim 2^m.50$. La velocità periferica della ruota, V, tiensi da 1.30 a 0.70 con un rapporto $^v/_V = 0.7 \sim 0.85$. Si costruisce la paletta col solito processo, avendo determinato la immersione della ruota h_0 nello scarico. Con tale costruzione sono abbastanza vantaggiose le condizioni di ammissione: la pa-

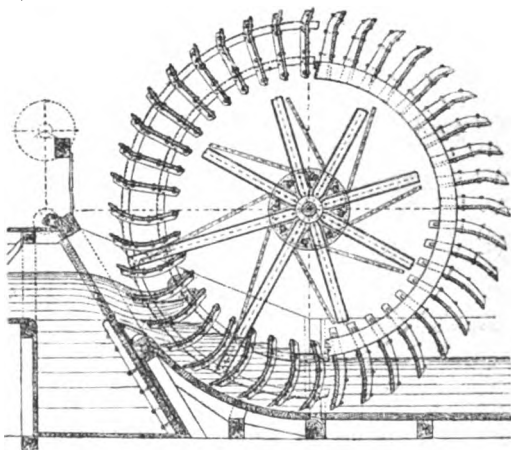



Fig. 143.

letta, anche per piccoli diametri, prende una forma propria che non ne disturba l'uscita dall'acqua; e questo senza esagerare il valore della velocità periferica e senza assumere diametri di ruote troppo grandi. La figura 143 ci dà un esempio di tal costruzione a corsia di legno con una doppia forma di corona, una in legno ed una metallica, e palette in legno.

b) *Ruota Zuppinger* (fig. 144) si distingue dalla Sagebien, di cui costituisce una trasformazione semplice usabile nelle stesse condizioni di caduta e portata, pel fatto che la velocità periferica v è tenuta alquanto maggiore, cioè $v = 1^m \cdot 1^m.10$, e la velocità V di poco superiore a questa, con un rapporto $^V/_v = 1.1 \cdot 1\ 2$ circa. La introduzione è fatta, o a stramazzo con guida parabolica, ovvero come nella Sagebien semplice. Questi dati portano alla conclusione di avere la paletta con una inclinazione alquanto maggiore sul raggio orizzontale: alla forma teorica della paletta si fa corrispondere di solito la parte mediana; l'estremità esterna assume direzione radiale; l'interno, di molto avvicinato al centro della ruota, tende a dirigersi secondo la verticale, ed è tanto lunga non solo quanto comporta l'altezza h_0 ma quanto richiedesi, perchè, volendo usare (come spesso

si fa) della ruota con livelli variabili, al livello più alto sia intercettata la comunicazione coll'interno della ruota. Si può in tal modo ottenere un discreto effetto utile ($\eta = 0.65$-0.75) anche per piccole cadute, pur tenendo

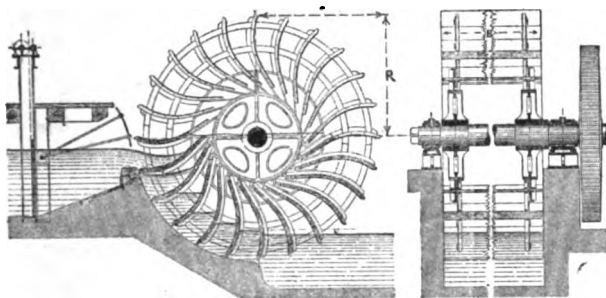



Fig 144.

la ruola di minore diametro che la Sagebien. L'uscita della paletta dall'acqua avviene con minor perdita per sollevamento di liquido.

§ 4.

RUOTE ALLE RENI OD A DIRETTRICI.

10. Delle ruote alle reni in generale. — Si dà il nome di ruote alle reni alle motrici idrauliche ad asse orizzontale colpite dall'acqua sulla periferia, in una posizione intermedia fra il diametro orizzontale e la tangente orizzontale superiore, come ne è esempio la fig. 127[a]. Si possono tali ruote applicare nel caso di cadute superiori ai 3 metri (nel qual caso le ruote di fianco comuni assumerebbero pel raggio un valore eccessivo) e per rilevanti volumi d'acqua, anche variabili. Si ottiene il beneficio di una costruzione poco costosa pel limitato diametro della ruota, ed il cui effetto utile può variare da 0.60 ∼ 0.75, nei tipi più accuratamente studiati. Non si devono però ritenere preferibili alle turbine, sebbene molti, nella scelta fra una ruota ed una turbina, anche a scapito dell'effetto utile, si decidono preferibilmente alla prima, che viene giudicata di costruzione più semplice e bisognevole di minori e più facili riparazioni. Ma è questo un errore che deve essere dagli intelligenti combattuto. La circostanza accennata però ci induce a svolgere brevemente anche l'argomento di questi motori.

L'introduzione d'acqua in questi motori si ottiene con una bocca a direttrici.

Anche le ruote di fianco si provvedono talvolta di direttrici. Ma ciò si fa soltanto nel caso che il volume sia rilevante e si voglia, nello stesso tempo, dare una inclinazione alla velocità di ammissione rispetto alla orizzontale, col criterio già esposto a pag. 173.

È esempio di tale costruzione la fig. 145 che noi abbiamo creduto opportuno indicare qui, in quanto il calcolo delle direttrici si fa colle stesse norme che per le ruote alle reni.

L'acqua può disporsi fra le palette della ruota alle reni come nelle cassette delle ruote per di sopra, verificandosi allora una perdita di forza viva per la velocità relativa, e questo avviene quando sia alto il punto di introduzione – o può disporsi come nelle palette di una ruota di fianco, senza perdita di forza viva, quando il punto d'introduzione si avvicini al diametro orizzontale. Il poter far agire una ruota alle reni coma *ruota*

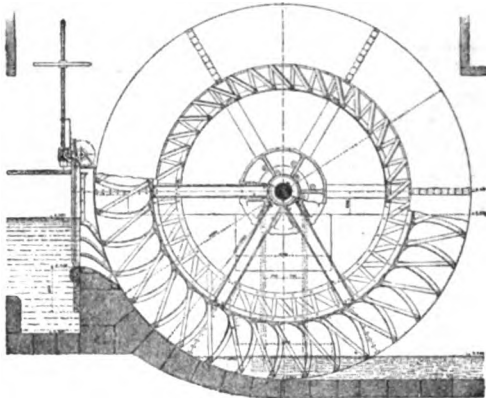



Fig. 145.

di fianco, per riguardo alla forza viva della velocità relativa, è stato uno studio cui alcuni costruttori si sono dedicati in questi ultimi anni. Le ruote alle reni sono d'ordinario provviste di corsia, ed in tal caso non esiste perdita di lavoro per versamento anticipato. Infine, rispetto al livello di scarico, esse possono, o immergersi della quantità h_0 corrispondente al livello dell'intervallo più basso prossimo a scaricarsi, o tenersi ad esso tangenti.

11. Calcolazione, coefficiente di effetto utile e costruzione delle ruote alle reni. — I. *Introduzione dell'acqua sulla ruota.* Conside-

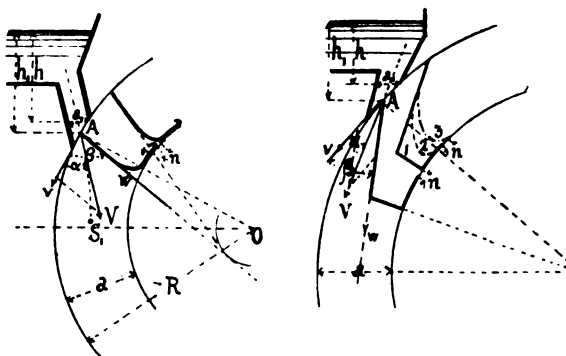



Fig. 146¹·².

riamo dapprima il caso d'una sola direttrice: fig. 146¹·². Se h_1 è la profondità sotto il livello d'arrivo del punto di introduzione, sarà

$$V = 0.95\sqrt{2gh_1}.$$

La velocità periferica della ruota tiensi

$$v = 1.50 \sim 1.80$$

La direzione della velocità relativa w si ottiene componendo il parallelogrammo, e se ne deduce analiticamente il valore dalla

$$w^2 = V^2 + v^2 - 2 V v \cos \alpha. \tag{35}$$

Il valore di w può anche dedursi dalla

$$V : v : w = \text{sen}\,\beta : \text{sen}\,(\beta - \alpha) : \text{sen}\,\alpha$$

donde

$$V = v \frac{\text{sen}\,\beta}{\text{sen}\,(\beta - \alpha)}, \qquad w = v \frac{\text{sen}\,\alpha}{\text{sen}\,(\beta - \alpha)}. \tag{36}$$

Se la velocità relativa si perde interamente, per esser formati gli intervalli come cassette, converrà che w sia piccolo, cioè piccolo α. In questo

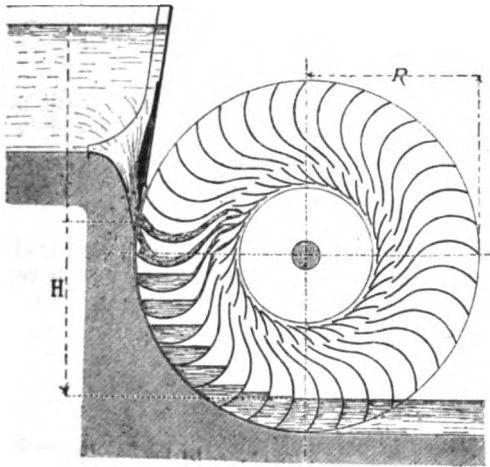



Fig. 147.

caso tiensi di solito $\alpha = 20^\circ$-25°, dando alla direttrice la conveniente inclinazione. Le palette prendono allora la forma stessa delle palette d'una ruota a cassette, formate con linea curva o spezzata, limitata ad un'altezza a di corona, che viene fissata in base al coefficiente di riempimento. Le notazioni 1. 2. 3 della fig. 146^a dànno la forma di tali palette. Nelle ruote alle reni con cassette, il carico perduto non è però esattamente $w^2/_{2g}$, ma $w_1^2/_{2g}$ determinato per un punto S_1 (fig. 146^1) nel quale, come si è detto per le ruote a cassette, supponesi concentrato l'urto. Se si volesse svolgere il tracciamento ed il calcolo della ruota, come per le ruote a cassette, si troverebbe che la forma più conveniente del profilo è la 3 (fig. 146^a) come quella che tiene più elevato il punto S_1 in cui si concentra l'urto. Nelle ruote alle reni, simili alle ruote di fianco, il carico $w^2/_{2g}$ non è affatto perduto; ma tale disposizione obbliga a tenere molto lunga la paletta, giusta il tipo di ruota Zuppinger patentato nel 1883 (fig. 147).

La portata della bocca è calcolata colla

$$Q = \mu \,.\, b_1 \, a_1 \sqrt{2gh}$$

dove $\mu = 0.9$. Il valore di h trovasi dal disegno, data la posizione del punto A, ovvero fissato il rapporto $V/v = 1.30 \sim 1.7$, o colla (36) quando sieno dati α e β. Quindi si ha $b = b_1 + 0^m.10$.

L'altezza a, per una ruota a direttrici a cassette, trovasi colla $Q = a b \,.\, v \,.\, \varepsilon$; essendo ε il coefficiente di riempimento $= 1/_3 \sim 2/_3$. Essendo tali ruote provviste di corsia tiensi E piuttosto elevato: in media 0.50.

Nelle ruote del tipo fig. 147, non vi è luogo a determinare il coefficiente di riempimento.

La bocca di introduzione, qualunque sia il tipo che scegliesi per ruota alle reni, è però formata ordinariamente da più canali direttori (al solito 3) chiudibili con una paratoia che si muove dal basso; si dispongono le bocche in guisa che, per volumi d'acqua normali, bastino i due canali superiori ed una parte del 3.° non completamente aperto (fig. 148, I). Importa determinare la portata totale delle bocche e la forma delle direttrici, perchè si verifichi la contrazione minima.

Quanto al punto B, per cui si deve costrurre il parallelogrammo (come a fig. 146), converrà che esso sia scelto come se esistesse solo il canale direttore superiore; e questo per impedire (se fosse fatto più in basso) l'urto dannoso dell'acqua contro la parte posteriore (o dorso) della paletta.

Quanto alla forma delle direttrici ed alla loro portata, si osservi: se indichiamo con q_1, q_2, q_3 la portata di ogni singola bocca, dovrà essere, per ragione di sicurezza,

$$q_1 + q_2 + q_3 > Q,$$

e ordinariamente

$$q_1 + q_2 + q_3 = 1.20\,Q \sim 1.40\,Q. \tag{37}$$

Per individuare la portata totale, converrà fissare dapprima gli elementi della bocca superiore. Sul filetto medio di questa, come abbiamo osservato, si costruirà il parallelogramo della velocità. Si assume il valore di $v = 1^m,50 \sim 1^m,80$ sul filetto medio, e la velocità di introduzione sul dato $V/v = 1.25 \sim 1.60$ secondo i casi, avendo cura di scegliere un angolo α piccolo, se la ruota deve agire come ruota a cassette ($\alpha = 20° \sim 25°$) (fig. 146); in caso contrario (fig. 147) si adotterà per α un valore maggiore. Poi, stabilito il coefficiente di riempimento $\varepsilon = 1/_3 \sim 2/_3$, secondo i casi sopra indicati, e l'altezza della corona a colla formola empirica

$$a = 0.4 \sqrt[3]{\frac{D}{7}} \sim 0.5 \sqrt[3]{\frac{D}{4}},$$

trovasi il valore di b, larghezza della ruota, colla $Q = a\, b\, v \,.\, \varepsilon$; quindi la larghezza costante di tutte le direttrici colla $b_1 = b - 0.10$.

Evidentemente, se trattasi di ruota del tipo fig. 147, si determina b_1 fissando il rapporto a/b come per le ruote di fianco (da $0.30 \sim 0.90$), e poi trovando b.

Nota così la larghezza b_1 di tutte le bocche, è insieme nota la profondità del punto B della prima (filetto medio) sotto il livello di scarico colla

$$V = 0.95 \sqrt{2 g h_1}\,.$$

Si descrive allora intorno a B un circolo di raggio a_1, larghezza (normale a V) fissata a priori per la prima direttrice, e si conducono due

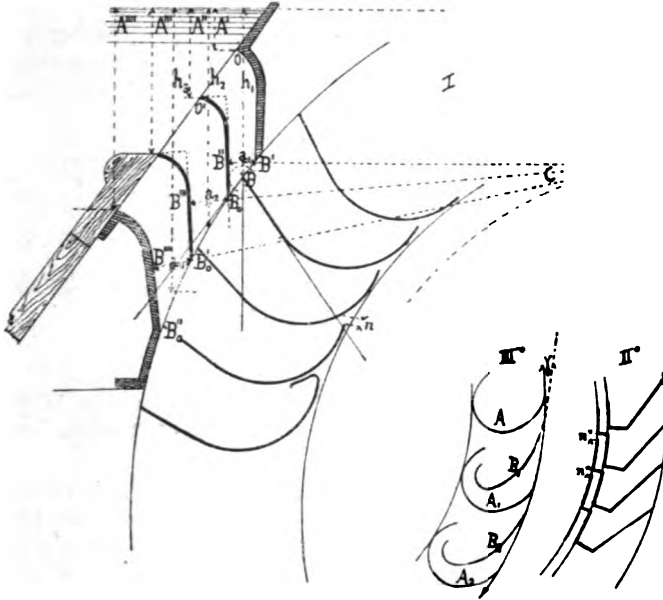



Fig. 148.

tangenti parallele a V; sarà allora la portata della prima bocca

$$q_1 = 0.90\, b_1\, a_1 \sqrt{2 g h_1}$$

(h_1 è dato dal disegno).

Per fissare il profilo delle direttrici, notisi che per la bocca $O\,O_1$ dovrà passare il volume q_1, e poichè la portata di $O\,O_1$ è data da

$$\tfrac{2}{3}\, 0.90\, b_1 \sqrt{2g}\, (\sqrt{A''}^{\,3} - \sqrt{A'}^{\,3});$$

dovrà essere questa $> q_1$. Risulta

$$A'' > \sqrt[3]{\left\{ (A')^{\frac{3}{2}} + \frac{3 q_1}{2 \cdot 0{,}9 \cdot b_1 \sqrt{2g}} \right\}^2} \tag{38}$$

da cui ottiensi A'' dato A', che si stabilisce a priori. Il profilo $B\,B'$ si completa con arco di circolo; quello $B''\,O'$ con arco di parabola. Converrà che il punto O' stia ad un livello superiore di B'; se questo non avviene, modificasi il valore di a_1, i cui limiti ponno variare fra 60 a 100 $^m/_m$; si scelgono in modo, che q_1 risulti di circa di $^1/_3 \sim {}^1/_4$ della portata totale.

Si procede in ugual modo per stabilire il profilo delle altre due direttrici. Si traccia il circolo MC cui è tangente la normale in B; poi, per B_1, si conduce la tangente ad esso e portasi $B_1 B'' = a_2$, altezza della seconda direttrice. Misurato sul disegno il carico h_2, al centro di a_2, si avrà

$$q_2 = 0.9\, b_1\, a_2 \sqrt{2 g h_2}$$

e come sopra

$$A''' > \sqrt[3]{\left\{ (A'')^{\frac{3}{2}} + \frac{3 q_2}{2 . 0{,}9 . b_1 \sqrt{2g}} \right\}^2}. \tag{39}$$

Nella stessa maniera sarà

$$q_3 = 0.9\, b_1\, a_3 \sqrt{2 g h_3}$$

e

$$A'''' > \sqrt[3]{\left\{ (A''')^{\frac{3}{2}} + \frac{3 q_3}{2 . 0{,}9 . b_1 \sqrt{2g}} \right\}^2}; \tag{40}$$

i valori di a_1, a_2, a_3 sono alquanto arbitrarii, e si ponno modificare durante il calcolo; basta sia soddisfatta la condizione

$$q_1 + q_2 + q_3 > Q. \tag{41}$$

La cassa delle direttrici è in ghisa; all'esterno scorre la paratoia manovrata dall'alto al basso; le direttrici interne sono in lamiera con spessore di 5 m/m.

II. *Azione dell'acqua lungo la discesa.* Durante la introduzione e la discesa deve essere provveduto perchè l'acqua non si scarichi all'interno della corsia se si usa il tipo della fig. 147; o che, coi tipi a cassette (fig. 146-148), l'aria trovi libero sfogo all'interno della ruota. Si praticano perciò gli spiragli n, che sono appunto a tale scopo indicati nelle varie figure.

Se il grado di riempimento della cassetta è elevato, converrà ricorrere alla disposizione indicata a parte nella fig. 148, II.

Le perdite di lavoro che si verificano nella discesa (dal momento che le ruote sono provvedute di corsia, e non vi è quindi luogo a considerare il versamento anticipato) si limitano alle fughe d'acqua traverso il gioco, che possono calcolarsi colle stesse norme da noi indicate per le ruote di fianco.

III. *Scarico dell'acqua.* La ruota può essere tenuta tangente al livello dello scarico, od immersa in questo della quantità h_0 di quanto corrisponde al riempimento della cassetta che sta per scaricarsi. Questo valore di h_0 può essere calcolato allo stesso modo che per le ruote di fianco, poichè, nella parte inferiore della corsia, l'acqua si dispone fra le palette come in queste ultime. (Vedi formola 19.) L'immersione della ruota è vantaggiosa in quanto evita una perdita di caduta.

Può del resto tenersi la ruota tangente al livello di scarico, con sensibile beneficio, se si addotta la disposizione Pfister (1884): fig. 148, III. Nella ruota Pfister la corona è formata di un doppio sistema di palette, di cui le $A A_1 A_2$ risultano dal tracciamento già dato e servono per l'introduzione, le $B B_1 B_2$ si chiamano palette raccoglitrici, e servono per lo

scarico. L'acqua entrata su A_1 tende, per la velocità relativa w all'introduzione, cui si dà un valore elevato, a raccogliersi in gran parte su B_1; la parte che fosse rimasta in A_1 mediante fori si scarica sulla paletta raccoglitrice inferiore B_2. Si evita così il versamento anticipato, e, più che tutto, si ottiene che l'acqua abbandoni la ruota con una velocità quasi nulla, onde l'effetto utile sale in notevole misura. Infatti, se mn fosse il livello del liquido di scarico, v la velocità periferica (parallela ad mn), l'acqua escirebbe da B_1 con una velocità v formante un piccolissimo angolo γ colla direzione di v; componendo le due velocità ottiensi la risultante w_1 che riesce assai piccola o quasi nulla. L'acqua ha perciò ceduta alla

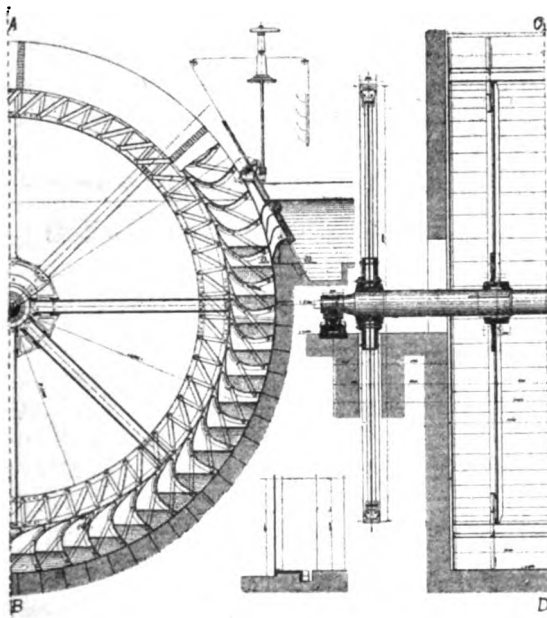



Fig. 149.

ruota per intero la propria forza viva. Se $\gamma = 0$, e se $v_\gamma = V$ sarebbe $w_1 = 0$.

Il passo di queste ruote si tiene come nelle ruote di fianco.

La fig. 149 dà, a titolo d'esempio, il disegno di insieme di una ruota a direttrici; la forma delle palette va in ogni caso tracciata colle regole esposte.

I progressi effettuati in queste ruote, e le disposizioni che abbiamo accennato più sopra, per cui l'effetto utile può salire anche 0,75—0,80 %, hanno avuto lo scopo di rendere questi tipi, malgrado la concorrenza delle turbine, ancora pratici nella costruzione, potendosi adottare le ruote alle reni per cadute di 3∼4^m con diametri assai limitati, e quindi con un costo a sua volta assai ridotto.

Ruota Millot. Un tipo di ruota idraulica che può ascriversi tanto alle ruote alle reni quanto alle ruote di fianco è la ***Millot-Staub*** (fig. 150).

L'introduzione dell'acqua è fatta all'interno: lo scarico all'esterno; si complica così la costruzione (la quale d'altronde non può servire che per volumi d'acqua limitati a piccole larghezze di ruote) ma si ha il beneficio di separare l'introduzione dallo scarico, e di foggiare così il profilo in

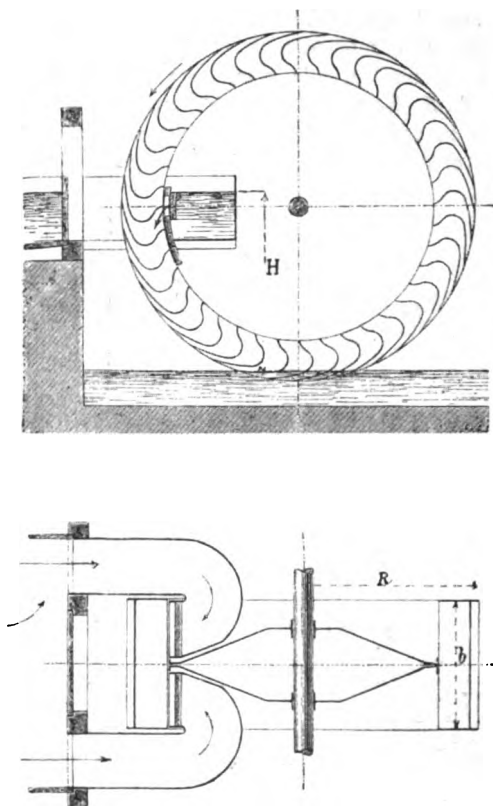



Fig. 150.

quel modo che per ciascuno dei due fatti è conveniente. Il profilo interno della paletta sarà diretto secondo la velocità relativa. Il profilo esterno farà un angolo molto acuto colla periferia della ruota, in guisa da evitare versamento anticipato e da cedere l'acqua allo scarico con una velocità quasi nulla.

§ 5.

Ruote agenti per forza viva.

12. Ruote agenti per forza viva. — Le ruote idrauliche finora esaminate rispondono al principio generale della classificazione, poichè la massima parte del lavoro è sviluppato dall'acqua per peso, e costituiscono quell'insieme di disposizioni che, in casi determinati, viene oggi ancora adoperato sebbene la legittima concorrenza delle turbine ne renda l'impiego meno frequente.

Nei trattati e nell'uso pratico però prendono il nome di *ruote idrauliche,* anche alcuni motori, di costruzione più o meno analoga ai precedenti, in cui l'azione dell'acqua *avviene soltanto per forza viva,* secondo il modo cioè che è caratteristico alle *turbine.*

Alcune di queste ruote idrauliche, di tipo antichissimo, hanno ormai fatto il loro tempo, e le condizioni del loro effetto utile ci dispensano dall'occuparcene. Trattasi di motori che erano generalmente costrutti in legname, e che si denominavano *ruote per di sotto,* appunto perchè colpite dall'acqua, sulle loro palette radiali, nel punto più basso corrispondente al diametro verticale, con una forza viva corrispondente all'intera caduta. Questa forza viva era creata sia rialzando il livello d'arrivo con paratoia a battente, sia guidando, mediante apposito condotto, l'acqua sul contorno inferiore della ruota. È perfettamente inutile dimostrare che con tali ruote si perdeva all'incirca il 70 al 75 % del lavoro disponibile, talchè dalle medesime non si è mai potuto ottenere un effetto utile superiore al 25-30 %.

Tuttavia in questo ordine di idee è stata creata dal celebre Poncelet una ruota idraulica, riposante sul concetto di utilizzare una caduta in forma di forza viva, che è stata largamente adoperata in passato; e, sebbene i risultati pratici ch'essa ha fornito non abbiano corrisposto nè all'aspettativa, nè all'esattezza del principio che era fondamento della sua azione, pure noi crediamo doverne far cenno, in quanto lo stesso principio ha dato origine ad un motore moderno più perfezionato, e conosciuto col nome di ruota Pelton.

In realtà, tanto la ruota Poncelet, quanto le ruote Pelton e derivate, dovrebbero essere incluse nel capitolo che tratta delle turbine. Però la forma costruttiva, l'orizzontalità dell'asse, l'assenza del distributore caratteristico delle turbine idrauliche ci consigliano a trattare l'argomento in questo paragrafo, intendendo bene che tale studio è da noi considerato come il naturale passaggio dall'esame delle ruote idrauliche a quello delle turbine.

13. Ruota Poncelet. — Nelle ruote Poncelet vedesi per la prima volta applicato il principio che è caratteristico delle moderne turbine, per cui il lavoro assoluto della caduta dovrebbe essere interamente utilizzato sul motore in forma di forza viva, quando l'acqua lo abbandoni con velocità assoluta nulla. La disposizione della ruota Poncelet, intesa a realizzare tale principio, non ha dato tuttavia in pratica risultati soddisfacenti, poichè raramente l'effetto utile ne ha superato il 60 %. Non si potrebbe quindi oggi consigliarne l'applicazione e solo interessa di conoscere il principio su cui riposa, in quanto esso, come dicemmo, è stato fecondo di altre applicazioni.

La ruota Poncelet è una ruota per di sotto a palette ricurve avente corona lateralmente chiusa, e internamente aperta.

La introduzione dell'acqua viene fatta (fig. 151[1]) sul punto I al basso della ruota, con una velocità V, che, mediante paratoia a battente, si fa corrispondere all'intera caduta. La V è inclinata su v di un angolo α, talchè risulta

$$w^2 = V^2 + v^2 - 2\,V v \cos\alpha,$$

e, se β è l'angolo $(v\,W)$, si ha:

$$\left.\begin{aligned} V \operatorname{sen}(\beta - \alpha) &= v \operatorname{sen} \beta \\ w = V \cos(\beta - \alpha) &- v \cos \beta. \end{aligned}\right\} \quad (42)$$

L'acqua sale liberamente lungo la paletta con velocità w, e si scarica in una direzione w_1, che forma parimenti con v l'angolo β.

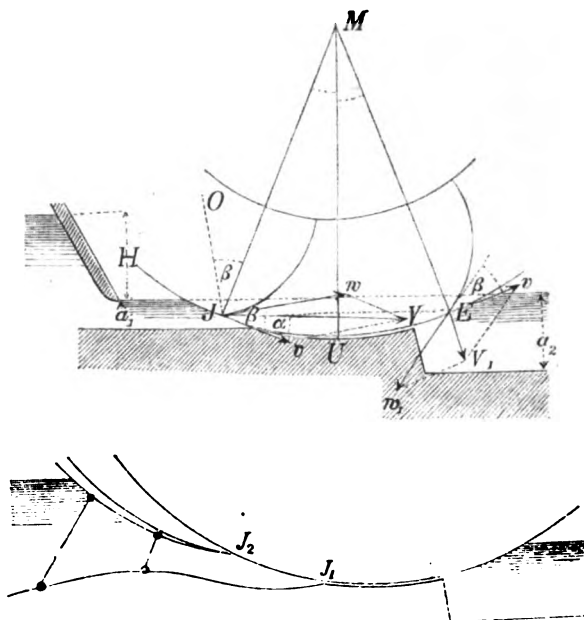



Fig. 151¹·².

Il lavoro utilizzato sarà:

$$1000\, Q \frac{V^2 - V_1^2}{2g} \quad (43)$$

essendo pure

$$\left.\begin{aligned} V &= v^2 + w^2 + 2 v w \cos \beta \\ V_1^2 &= v^2 + w_1^2 - 2 v w_1 \cos \beta. \end{aligned}\right\} \quad (44)$$

Se le cose sono così disposte che l'acqua allo scarico abbia una velocità relativa d'uscita eguale a w, il che suppone che questa sia impressa dal carico $w^2/2g$, ottenuto nel periodo di introduzione per la velocità relativa, sarà:

$$V^2 - V_1^2 = 4 v w \cos \beta = 4 v (V \cos \alpha - v)$$

ed il lavoro

$$1000\, Q \frac{2 (V \cos \alpha - v) v}{g}.$$

Questo lavoro è massimo per

$$v = \frac{V \cos \alpha}{2},$$

e per $\cos\alpha = 1$, si ha $\alpha = 0$, onde

$$v = {}^1/_2\, V \quad \text{e} \quad w = {}^1/_2\, V.$$

Evidentemente se $\alpha = 0$ anche $\beta = 0$ e all'uscita sarebbe

$$w_1 = w = {}^1/_2\, V = v \quad \text{quindi} \quad V_1 = 0:$$

l'intera forza viva verrebbe quindi utilizzata. Occorre per ciò che la velocità periferica della ruota, la velocità relativa dell'acqua nel salire sulle palette, e la velocità relativa della stessa nello scaricarsene, sieno eguali fra loro ed eguali alla semivelocità corrispondente all' introduzione. La realizzazione pratica delle condizioni esposte, perchè la ruota funzioni nel modo voluto, incontra serie difficoltà. Il valore di α non può esser nullo, ma può però esser tenuto abbastanza piccolo. Più difficile è l'ottenere in un modo preciso $w_1 = w$, il che richiederebbe che l'acqua, senza aver mai potuto mettersi in riposo fra le palette, si scarichi da esse all'atto stesso in cui ha raggiunto l'altezza massima nell' interno della paletta, e col carico $w^2/_{2g}$; si richiede inoltre che lo scarico avvenga con rapidità sufficiente, perchè la ruota non possa piovere acqua sul canale di fuga. Queste condizioni, unite alle perdite d'acqua ed agli attriti, abbassano fino a 0.55-0.60 ed anche al di sotto il coefficiente di effetto utile. La fig. 151[a], indica una disposizione di paratoia intesa ad assicurare la direzione della velocità di introduzione.

Ulteriori studi per determinare le migliori condizioni di impianto di queste ruote e renderle atte a sviluppare un maggior lavoro effettivo vennero fatti da Hermann e Grashof. Noi rimandiamo ad essi, non giudicando opportuno il dilungarci sovra un argomento che offre un limitato interesse pratico.

14. Ruota Pelton. — La ruota Pelton, quale è costrutta della Pelton Water-Wheel Cy di S. Francesco e New-York, è rappresentata in vista di fianco e di fronte nella fig. 152; essa è costituita dalla ruota verticale *R* avente corona in ghisa o in le-

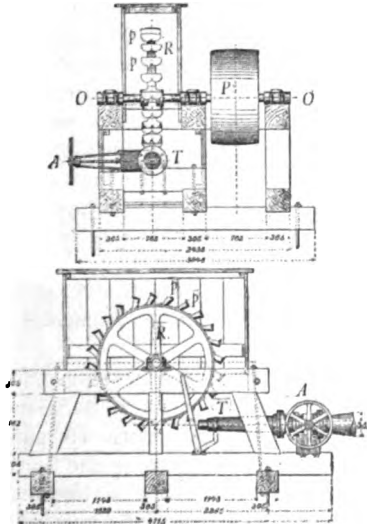



Fig. 152.

Fig. 153.

gno relativamente assai stretta, sul contorno della quale, a distanze regolari fra di loro, sono disposte palette in ghisa *pp* di forma speciale, rappresentate separatamente nella fig. 153; queste palette formano gli organi

ricevitori della motrice, ed in esse risiede l'assoluta specialità della medesima. In corrispondenza all'estremità inferiore del diametro verticale della ruota, sbocca il tubo *T* destinato a guidare contro le palette il getto d'acqua in pressione. L'ammissione d'acqua è regolata mediante il robinetto *A*, col quale moderasi al bisogno il consumo d'acqua, e, se occorre, si sospende il movimento della ruota. Nel caso del disegno la ruota è montata sopra una incastellatura di legno, chiusa alla parte superiore da un coperchio formato con tavolato pure di legno, e l'asse motore *O O* porta da un lato la puleggia motrice *P*.

Questo tipo di ruota ricevendo l'impulso dell'acqua motrice con una velocità che corrisponde all'intero carico disponibile, appartiene evidentemente allo stesso gruppo che la ruota Poncelet a palette curve. Il suo funzionamento avviene per forza viva, esclusivo alle turbine a getto libero o d'azione; ma, come si disse, sia per l'assenza di alcuni organi speciali che distinguono le turbine propriamente dette, sia per la costante orizzontalità dell'asse, vengono collocate nel campo delle ruote idrauliche.

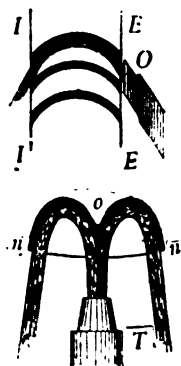



Fig. 154[1·2].

Come per la ruota Poncelet, e come per le turbine, la legge fondamentale della ruota Pelton è che l'utilizzazione massima del lavoro in forma di forza viva si avrà allorchè *l'acqua abbandoni il motore con una velocità assoluta nulla.*

Abbiamo visto nel precedente numero a quali condizioni dovesse soddisfare la ruota Poncelet giusta il criterio dell'illustre inventore. Ma abbiamo anche notato che non solo riesce impossibile soddisfare praticamente le varie condizioni necessarie, ma neppure avvicinarsi ad esse in modo sufficiente perchè l'effetto utile superi il 0.60. E, possiamo dire che la difficoltà massima nella pratica realizzazione delle condizioni volute e nell'evitare alcuni inconvenienti che vi si accompagnano, sta tutta nel dover profilare il primo elemento della paletta Poncelet in modo che esso serva egualmente bene per l'ammissione e per lo scarico.

La ruota Pelton ha appunto eliminata questa difficoltà; e dall'averla eliminata è sorto un tipo che presenta una costruzione più semplice, meno costosa, ed applicabile alle cadute più diverse.

Dobbiamo però dire, per amor del vero, che lo stesso concetto era già stato prima intraveduto da Knight, la cui ruota è ad asse orizzontale; le palette però (fig. 154[1]) non seguono una generatrice parallela all' asse, ma all'incirca perpendicolare a questo, di guisa che le corone cilindriche della ruota, esterna ed interna, sono piene, e libere invece le corone piane perpendicolari all'asse. Così l'acqua, dalla bocca d'arrivo *O* è ammessa sulla corona laterale *E E*, e si scarica per l'altra corona laterale *I I*.

Ma, specialmente per ciò che riflette lo scarico, che nella ruota Knight non avviene nelle migliori condizioni, la ruota Pelton segna sopra di essa, oltre che per la maggior semplicità di costruzione, un progresso notevole.

La sezione della paletta Pelton è rappresentata nella fig. 154[a]; è una sezione fatta con una superficie cilindrica passante per la mezzeria delle palette, e sviluppata in piano. Come vedesi tale sezione ha forma di un ω allargato; l'acqua motrice proveniente dal tubo T colpisce lo spigolo o della paletta, e da questo si riparte in due correnti eguali, che scorrendo sui dorsi interni delle due ale, si scaricano quasi nella stessa direzione per cui sono entrate, ma in punti distinti, agli estremi $n\,n$.

Dalla descrizione data risulta che la teoria e la pratica d'una tal ruota tocca il massimo grado di semplicità. La curvatura delle palette deve esser tale da realizzare nel filetto liquido un movimento che non subisca variazioni improvvise di senso: l'angolo sotto cui i filetti si scaricano dalla ruota rispetto al piano medio della medesima deve esser piccolo quanto possibile, o, nullo, il che colla costruzione ideata da Pelton riesce assai facile, senza incorrere nell'inconveniente che si incontra nelle turbine comuni, per cui la piccolezza di quest'angolo, portando ogni paletta aderente alla successiva, riduce in troppo grande misura la luce di efflusso dell'acqua.

All'entrata sulla ruota l'acqua andando a colpire lo spigolo mediano acuto O, viene eliminato ogni urto; e non è neppur necessario che l'acutezza dello spigolo sia eccessiva, poichè basta che, nel momento in cui l'acqua sotto forma di corpo a sezione ovale o rettangolare lo colpisce, non si generino movimenti vorticosi e la massa possa essere suddivisa in due parti eguali.

La velocità periferica della ruota v deve essere determinata in modo che l'acqua scaricandosi dalle palette in senso contrario possegga una velocità assoluta nulla, o quasi. Suppongasi infatti che gli orli esterni $n\,n$ sieno in un piano parallelo a quello medio di rotazione della ruota. Se h è la caduta libera, l'acqua colpisce le palette colla velocità $V = \sqrt{2gh}$; il parallelogramma all'introduzione, riducendosi ad una linea retta, la velocità lungo le palette sarà $V - v$, e dopo che sulla paletta avrà percorso 180° l'acqua si scaricherà con una velocità assoluta (il parallelogrammo d'uscita essendo pure una retta) $V - v - v$; la quale dovendo essere $= 0$, ne risulta che la velocità periferica più conveniente per la ruota è $v = V/2$.

Deve aversi cura di determinare la posizione della bocca del tubo T di efflusso, la cui sezione sarà definita colla $a \,.\, 0{,}95 \sqrt{2gh} = q$ (a sezione e q portata) in modo che il punto, ove lo spigolo acuto della paletta è colpito dall'acqua, si mantenga in ogni istante prossimo alla tangente. La larghezza di ogni cucchiaio della paletta, in senso parallelo all'asse, deve esser tale da non incurvare troppo rapidamente la vena fluida, e si assume di circa 7 volte lo spessore del getto.

Le palette si fanno in ghisa per piccole cadute; in bronzo duro per le maggiori; la parte interna deve essere ben liscia per evitare grande resistenza d'attrito. La leggera inclinazione all'infuori che posseggono i due orli laterali $n\,n$ delle palette ha lo scopo di impedire che il getto uscendo da una paletta urti contro quella che le è prossima. Le palette sono fissate alla corona a distanze eguali e con grande cura e precisione; anche la corona della ruota viene esattamente tornita.

L'effetto utile di una tal ruota è assai elevato. Il costruttore garantisce, secondo i casi, l'80 e l'85 %; ma le esperienze americane (sulle quali pei metodi di misura si eleva qualche dubbio) avrebbero dato spesso maggiori risultati, che crescono col crescere del salto utile.

Assai largo è il campo di applicazione di queste ruote. Il limite minimo di caduta indicato dal costruttore è di cinque metri circa. Come limite massimo si è giunti finora ad applicarle a cadute di oltre 500 metri con effetto utile dell'80 %. Tuttavia si ebbero anche con cadute di 3 metri e piccoli volumi d'acqua risultati assai soddisfacenti.

Il lavoro che può ottenersi da tali ruote varia così fra limiti assai estesi, e cioè da $^1/_{80}$ a $^1/_{40}$ di cavallo per macchine di cucire ottenuto sulle condotte d'acqua potabile in pressione, a 2000 cavalli ed oltre con una sola ruota. Si regola il lavoro col chiudere o l'aprire il robinetto *A* (fig. 152); ma non è sistema conveniente disperdendosi così, senza utilizzarlo, il carico utile. Miglior sistema è quello di applicare un otturatore alla bocca di efflusso del tubo d'arrivo.

La società costruttrice di queste ruote fornisce 10 tipi diversi nelle dimensioni, la cui classificazione varia col diametro, e precisamente le più piccole hanno le seguenti misure:

N.	0	1	2	3	4	5
D.° metri	0,100	0,150	0,300	0,300	0,450	0,600.

I numeri 2 e 3 differiscono nella larghezza delle corone. Le altezze di caduta per queste ruote vanno fino a metri 76. Le ruote di maggiori dimensioni si distinguono come appresso:

Caduta in metri	Lavoro in cavalli. Ruote del			
	N. 6	N. 7	N. 8	N. 9
	d.° = m. 0,90	d.° = m. 1,20	d.° = m. 1,50	d.° = m. 1,80
6	1,50	2,60	4,15	6,00
15	6,00	10,60	16,60	23,90
30	16,80	29,90	46,80	67,30
61	47,70	84,81	132,70	191,00
91	87,70	155,80	243,82	350,90
106	110,00	196,00	307,25	540,35
213	312,00	555,46	869,06	1250,92
305	534,01	948,00	1483,97	2136,04
Peso (dal min. al mass. lavoro) della sola ruota, in Kg.	390 450	450 640	640 950	950 1350

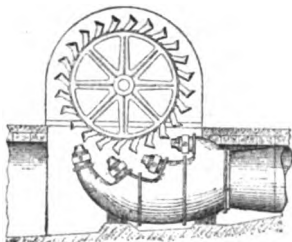
Tuttavia la casa costruttrice oltrepassa di frequente, in casi speciali, il limite estremo del diametro. Si deducono facilmente dalla tabella i volumi d'acqua, tenuto conto dell'effetto utile di 0,85. Le dimensioni ed il peso di queste ruote mostrano quanto sia interessante per la pratica il risultato che mediante esse viene a realizzarsi. Se si confronta con esse una ruota a cassette, nelle dimensioni che ne risultano per dato volume e caduta, vedesi quanto sia grande il beneficio di peso e di costo ottenuto con tal motore senza danno all'effetto utile.

Se il volume d'acqua è alquanto maggiore di quello che può farsi convenientemente effluire da un unico orificio, si applicano (fig. 155) alle estremità del tubo due, tre o quattro orifici (non conviene eccedere tale numero), da cui l'acqua deve uscire in direzione tangente alla ruota. Si ha così un altro mezzo per regolarne l'andamento.

La caratteristica di queste ruote è la rapidità della rotazione o, per meglio dire, l'alto numero dei giri

$$n = \frac{60 \cdot v}{2 \pi R};$$

Fig. 155.

può essere questo numero, se eccessivo, secondo i casi, ridotto, mediante l'adozione di un maggior diametro.

La facilità con cui si possono applicare e togliere all'estremo del tubo di arrivo i bocchettoni di uscita, permette anche di ricambiarli a seconda del volume d'acqua che vogliasi consumare. È questo un caso che riflette specialmente l'uso di tali ruote colle condutture di acqua potabile.

La Casa costruttrice ha in questi ultimi tempi portato a questo motore perfezionamenti nuovi; essa li costruisce in due tipi fondamentali, per le piccole e le grandi cadute. Per le piccole cadute è stata conservata la forma da noi esaminata più sopra, con montatura in legname. Le palette che erano inizialmente applicate sul contorno della ruota in modo rigido, vengono ora montate con un giunto a piccolo gioco, e l'esperienza ha mostrato che questo attacco è spoglio di inconvenienti per rispetto all'eventuale rottura delle palette.

Il diametro dei fori di iniezione per una data caduta determina, come è evidente la portata d'acqua; i fori di iniezione hanno forma conica e sono molto brevi; dalle grandi alle piccole ruote questo diametro varia, sui dati dei costruttori, da $^1/_4$ di pollice (mm. 6) ad 8 pollici (mm. 200). Naturalmente, se occorrono maggiori portate si moltiplicano i fori di iniezione. I bocchettoni sono ricambiabili facilmente potendosi quelli di diametro poco diverso adattare alle stesse flangie del tubo di arrivo: ogni ruota è provvista al solito di tre fori di ricambio.

Si è trovato anche opportuno, per misurare il carico effettivo, collocare in vicinanza alla bocca di iniezione dei manometri che indichino la pressione d'acqua; e questa applicazione è fatta con tubetti di derivazione. La regolarizzazione è fatta a mano, modificando il carico disponi-

bile coll'aprire o chiudere il robinetto collocato sul tubo di ammissione; con che, variando la resistenza d'attrito nel passaggio dell'acqua, varia la pressione. Tale sistema non è evidentemente logico se il consumo d'acqua importa una spesa proporzionata alla sua quantità.

Per le cadute maggiori, e nei casi in cui si richieda che variando il lavoro la ruota conservi una velocità periferica costante, è stato costrutto dalla Pelton Water W. Cy. un motore a regolatore automatico, in cui si ha una costruzione meccanicamente perfetta, ed un funzionamento tale che il motore ha potuto essere con vantaggio impiegato al movimento diretto delle dinamo per generare l'energia elettrica.

Questi nuovi motori Pelton sono costrutti nelle seguenti dimensioni:

N.° del motore	0	1	2	3	4	5
Peso in kg. del motore	90.72	13.608	54.43	145.15	158.76	306.18
Diametro della ruota motrice in mill.	502	152	305	457	457	609
Dimensioni delle puleggie applicate all'altro motore:						
diametro	51	76	102	127	152	178
larghezza	64[x]	12.7[x]	102	114	127	216

I due numeri segnati con x corrispondono ad una trasmissione con corde.

Questi motori si possono impiegare per un salto fino a metri 80. Per salti d'acqua maggiori, i tipi medesimi non si considerano come convenienti, dovendosi provvedere a rendere più robuste le varie parti di cui si compongono.

Nell'impianto loro devono aversi le necessarie cure nel calcolo delle condotte prementi di arrivo, affinchè i tubi non assorbano in resistenze di attrito una parte troppo forte dell'energia disponibile.

Le dimensioni di tubi accettabili, per lunghezze dei medesimi di circa 30 metri, sono le seguenti:

N.° del motore	1	2	3	4	5
Diametro del tubo in mm.	35	51	64	76	89

Per maggiori lunghezze di condotta i diametri devono farsi crescere proporzionatamente.

Affine di poter regolare con tutta precisione la velocità, sono applicati anche a questi tipi delle valvole regolatrici della pressione.

L'impianto deve esser fatto in modo che il motore sia disposto quanto più vicino possibile al livello di scarico, affine di potere utilizzare per intera la caduta.

La disposizione costruttiva di questi motori Pelton è indicata dalle fig. 156, 157, 158, 159, 160, 161, 162, 163, le quali rappresentano un motore costrutto per essere atto a sviluppare lavori variabili, e provvisto di regolatore automatico.

Le fig. 156, 157, 158, 159 rappresentano sezioni e viste diverse delle singole cassette.

Il motore è racchiuso in una capsula di ghisa, in un sol pezzo, provvista di un coperchio laterale amovibile *s*.. Internamente a questa capsula di chiusura gira la ruota *r* provvista sulla corona delle convenienti palette, e montata su un robusto albero.

Alla periferia della corona della ruota sono applicate le palette, la cui sezione presenta la forma già nota. L'asse della ruota è da una parte girevole entro cuscinetto unito centralmente alla parte fissa della capsula, e dalla parte opposta in una bussola simile del coperchio laterale di chiusura. Lubrificatori automatici assicurano sui due perni una regolare lubri-

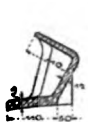
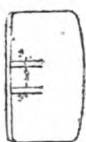
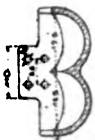
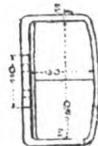
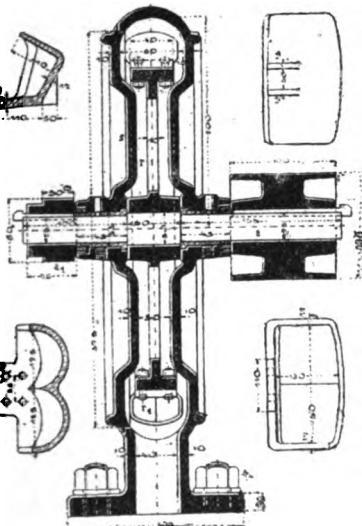
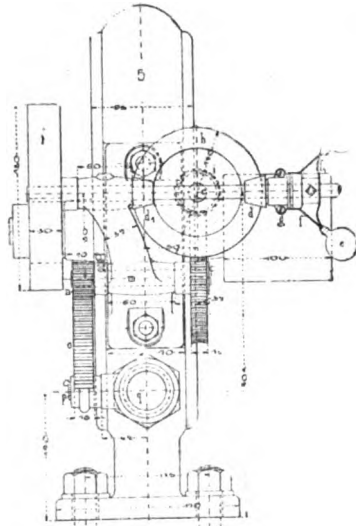



Fig. 156. Fig. 157. Fig. 158. Fig. 159. Fig. 163 Fig. 160.

ficazione. Sull'asse motore *a* è montata la puleggia a_1 che serve a muovere con cigna la puleggia *b*, allo scopo di mettere in azione il regolatore.

Quest'ultimo consta di un getto fissato mediante viti alla incastellatura, il quale, mediante un lunghissimo cuscino, sostiene l'asse orizzontale *c* del regolatore. Su detto asse è appunto adattata la puleggia *b*. Inoltre si trovano sullo stesso asse due rulli di frizione conici $d d_1$. Entrambi i rulli portano alle estremità opposte due sporti provvisti di spina. Su entrambi gli sporti è avvitato un pezzo di tubo metallico che riunisce stabilmente l'uno all'altro i due rulli $d d^1$. Inoltre il mozzo del rullo *d* e prolungato dalla parte rivolta verso le sfere del regolatore e su questo prolungamento trovasi la bussola *g*.

Alla bussola *g* sono applicate con una estremità le molle piatte *ff*; l'altra estremità delle medesime è con bulloni fissata ad uno sporto delle palle del regolatore. Le palle *e* sono poi sospese alle molle f_1. Queste ultime sono a loro volta trattenute in una capsula unita stabilmente all'asse *c* mediante viti di pressione.

L'azione del regolatore riposa sopra l'allungamento o l'accorciamento delle molle f_1. Queste ultime assumono, per un alto numero di

giri del regolatore, una giacitura quasi diritta, ed esercitano trazione sulle molle *f*; questa produce azione sulla bussola *g*, e sui rulli dd_1 conseguentemente. I rulli dd_1 vengono perciò, uno dopo l'altro, a contatto col

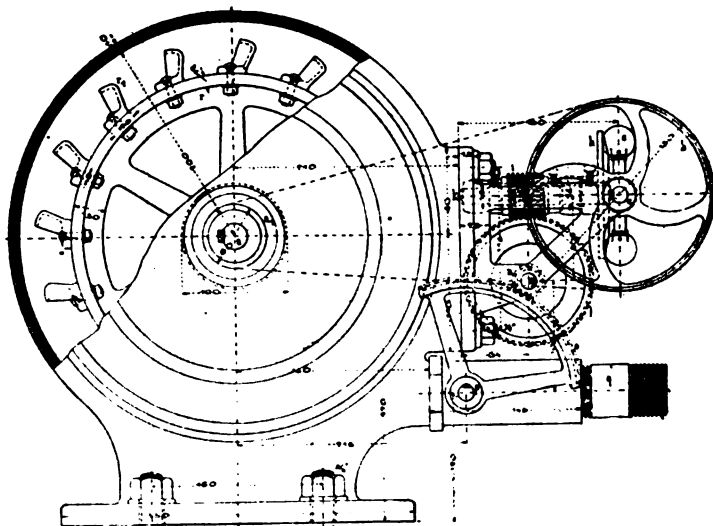



Fig. 161

grande disco di frizione *h*. Questo disco *h* è montato su un asse *k* collocato entro supporto unito al supporto dell'albero *c*; esso porta una vite *i* che trovasi a contatto colla ruota elicoidale *l*; detta ruota è fissata a sua volta su un asse *m* girevole nel supporto fisso, la cui altra estremità porta una ruota cilindrica *n*; quest'ultima ingrana col segmento *o* unito all'asse *p*.

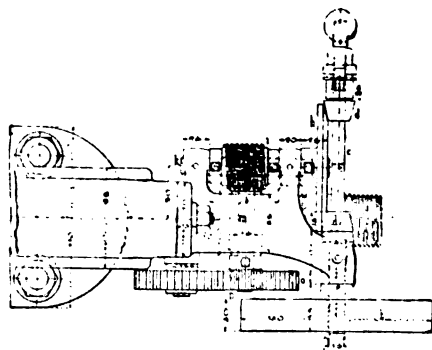



Fig. 162.

Ora, dappoichè il segmento *o* è montato sull'asse *p*, sul quale trovasi la valvola di chiusura (registro girevole otturatore del condotto d'acqua *q*) ne viene che ogni rotazione di detto segmento è trasmessa al registro. Diminuiscasi ora il numero dei giri di *h*; ne verrà che il registro renderà più ampia la luce libera di *q*; per il che, passando alla ruota una maggiore quantità di acqua, il numero dei giri dell'asse *a* tenderà daccapo a salire; ma, in corrispondenza, viene anche ad essere aumentato il numero dei giri dell'asse del regolatore *c*, e perciò, finalmente, il regolatore si porterà fuori del contatto col disco di frizione *h*. Se, per contro, la velocità normale oltrepassa un limite definito, per modo che le sfere del regolatore per l'azione della forza centrifuga tendano a portare la molla

f_1 in linea diritta, riescirà il manicotto g, coi rispettivi rulli, d e d_1 spostato di tanto, che il rullo d_1 verrà in contatto con h. Quest'ultimo riceve perciò moto di rotazione in senso contrario al precedente, e quindi agisce sul registro della condotta nel senso di effettuarne la chiusura. La quale avverrà in modo graduale, rallentando così poco a poco la velocità di rotazione del motore r, finchè essa ritorni al suo valore normale. Le due azioni ora descritte si ripetono in modo continuo, secondo la entità del lavoro richiesto al motore, mantenendone costante, entro limiti assai prossimi, la velocità di rotazione. La corsa delle palle del regolatore, e quella della bussola g coi rulli unitivi $d d_1$ avviene fra estremi tali per cui si oscilla da un lavoro quasi nullo al massimo corrispondente al salto.

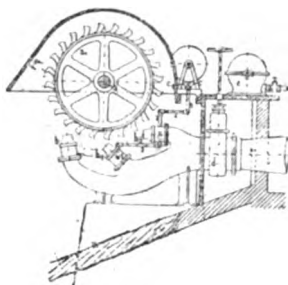



Fig. 164 (motore).

Questi regolatori sono oggi applicati a tutte le ruote perfezionate

Fig. 165 (trasmissione).

Pelton. Si comprende che quando il motore deve vincere una resistenza assolutamente costante si può farne a meno.

Il tipo di ruota Pelton, più grande, indicato col N. 3 differisce dal tipo ora descritto soltanto nella costruzione delle capsule e nel numero delle palette che sono applicate alla corona. I motori ancora più grandi, (N. 4 e 5) hanno le capsule di chiusura formate in due metà divise sull'asse della ruota e riunite con bulloni e flangia.

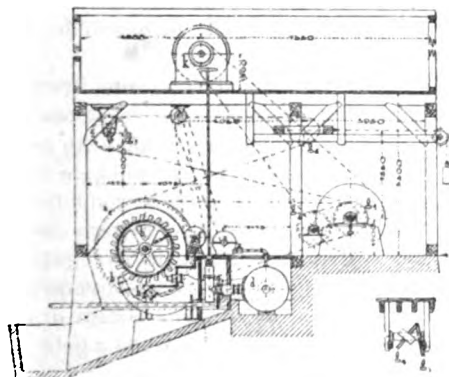



Fig. 166 (sezione). Fig. 167.

In vista delle disposizioni costruttive ora indicate, e specialmente per l'aggiunta dell'apparato regolatore, i motori Pelton si possono impiegare con profitto e successo al comando delle dinamo, ed in genere delle macchine operatrici le quali richieggono, come condizione necessaria, una grande costanza nel numero dei giri.

Un impianto elettrico interessante fatto con motori Pelton è quello che è rappresentato nelle fig. 164, 165, 166, 167, 168.

L'impianto produce una corrente di 750 cavalli. Come motori si hanno tre ruote Pelton del diametro ciascuna di metri 1.80. Tutte e tre le ruote ricevono l'acqua da un condotto orizzontale d sotto il carico di metri 30.4. Dal condotto principale d orizzontale, mediante saracinesca,

l'acqua è ammessa a ciascuno dei tre motori Pelton, ognuno dei quali possiede un apparato di iniezione a tre fori (fig. 164).

I motori sono provvisti del conveniente regolatore, e precisamente così, che una ruota è montata sull'asse col proprio regolatore isolato *f*,

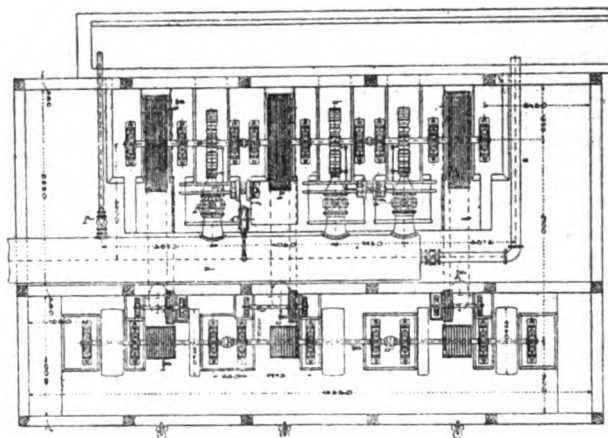



Fig. 168 (pianta).

mentre le altre due sullo stesso asse hanno un unico regolatore f_1. Entrambi le parti in cui è diviso l'albero *a* fanno 128 giri al minuto.

Da queste due parti di *a* lo sforzo è trasmesso con corde a circuito alla trasmissione multipla *g*, cioè composta di più parti. Due giunti *h* permettono di accoppiare l' una all' altra tutte le parti dell' albero *g*, per modo da distribuire su esso uniforme tutto il lavoro delle tre ruote Pelton *a*.

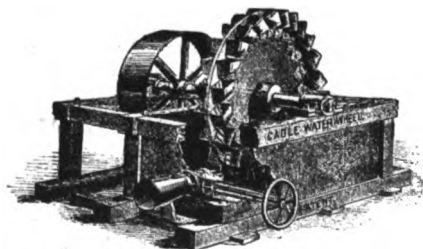



Fig. 169.

Sull'albero *g* sono tre puleggie a corda g_1 che fanno da puleggie mosse. Dappoichè però la distanza fra le puleggie conduttrici a gole e le condotte è troppa piccola, ad evitare che la trasmissione segua irregolare, sono stati provveduti diversi apparati tenditori. Ognuna di queste disposizioni di tensione consta di un vagoncino spostabile su guide, al quale è applicato un controrullo a gole g_1, girevole.

Le dinamo che ricevono moto da *g* sono collocate in *k*, nel piano superiore a quello delle ruote.

Ruota Cadle. Da poco è nota la ruota Pelton che già appaiono delle modificazioni della medesima. Fra queste crediamo opportuno citare la ruota Cadle (Cadle Duplex jet water wheel) rappresentata prospetticamente e di fronte nelle fig. 169, 170. Essa è formata di un disco piano portante una serie di cassette simmetriche su ciascun fianco alla periferia

del disco. Queste cassette ricevono l'acqua da un doppio bocchettone disposto in modo da injettare l'acqua su una o su entrambe le serie di cassette simmetriche. Sono queste in ghisa applicate entro incastri sulle pareti del disco, opportunamente preparati per riceverle; le cassette corrispondenti, a due a due, sono trattenute da un unico bollone. L'azione dell'acqua è identica che nelle ruote Pelton; il getto d'acqua colpisce le cassette sullo spigolo inclinato che trovasi aderente al disco, e il fondo ricurvo devia nuovamente le due correnti d'acqua all'indietro.

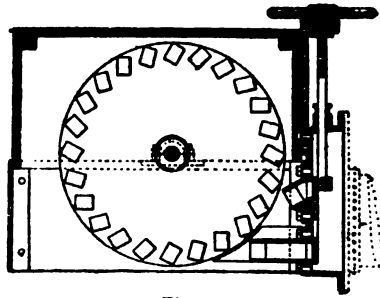



Fig. 170.

15. *Ruote agenti per urto.* — L'utilizzazione dell'energia libera dell'acqua in moto nei corsi naturali ed artificiali viene fatta con motori assai imperfetti che trovano applicazione in rarissimi casi (ad es. le ruote dei molini natanti); possono questi essere paragonati alle ruote a vento ad asse orizzontale, colla differenza che, al contrario delle ruote a vento, non sono interamente immersi nel fluido motore (fig. 171).

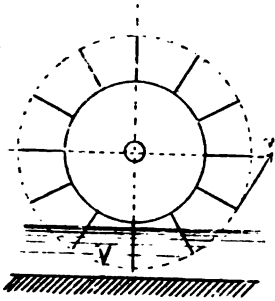



Fig. 171.

Il lavoro effettivo fornito da queste ruote può essere rappresentato colle formole seguenti:

Sia F l'area massima di una paletta bagnata dal fluido in direzione normale, v la velocità periferica della ruota, V la velocità dell'acqua (ordinariamente $v = {}^1/_3\, V \sim {}^2/_5\, V$), z il numero delle palette che si trovano immerse nel liquido (da 2 a 3 od anche più). Il lavoro è dato da:

I. Se il numero delle palette immerse è limitato ($z = 2 \sim 3$)

$$1000\ {}^2/_3\, z . \frac{(V-v)^2}{2g} v F = 1000\ .\ {}^2/_3\, z\ {}^4/_{27}\ \frac{V^3}{g} F . \text{Kgm.} \qquad (45)$$

II. Se il numero delle palette immerse è considerevole, il lavoro effettivo è:

$$1000 . \left(1 - 3\, z^2 \frac{(V-v)^2}{V^2}\right) \frac{V-v}{g} V . v . F. \qquad (46)$$

Poncelet ha dato, pel lavoro in chgm. delle ruote dei molini natanti, la formula

$$L = \frac{CF}{4g} v^3 \qquad (47)$$

ove C è un costante $= 800 \sim 850$, e g è l'accelerazione di gravità $= 9.8$, F la superficie delle palette inverse nell'acqua e v la velocità dell'acqua nel corso; la velocità periferica della ruota è ${}^v/_3$.

Ricordiamo qui che, per questa specie di ruote, potrebbe essere applicata convenientemente la ruota Pichou, ricordata al Cap. IV.

Vi appartiene pure la *catena idraulica Roman,* fig. 172[1, 2], formata da una trasmissione a catena Galle, munita di palette, che si svolge su due rulli ed è messa in moto dalla corrente. Si ottiene così di aumentare il soggiorno delle palette nell'acqua e di moltiplicarne il numero. Pel calcolo del lavoro può adoperarsi la (44) mettendo per $z F$ il valore

$$[1 + {}^{3}/_{4} (z - 1)] F.$$

il che esprime che la 1.ª paletta risente intero l'effetto dell'acqua su tutta l'area bagnata, e le successive per $^{3}/_{4}$ di questa. Allo stesso gruppo appartiene ancora la ruota Colladon (fig. 172[3]), costituita da un tamburo galleggiante su cui sono fissate le palette radiali, il quale, malgrado le variazioni di livello, assume sempre una data immersione ruotando intorno al perno x cui corrisponde l'albero motore.

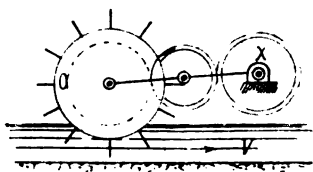
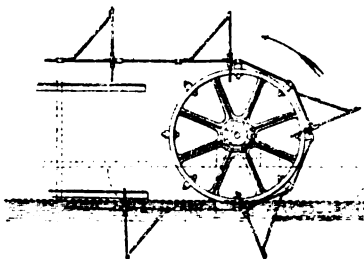
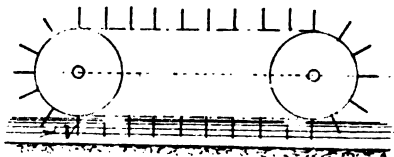



Fig. 172[1 · 2 · 3].

Un altro motore del genere, originale nella forma, è quello denominato *idromotore Jagn,* costituito da una doppia catena, alle cui maglie sono unite delle palette; queste palette sono formate in tessuto da vela, irrigidito da una leggera intelaiatura che gli impedisce di ripiegarsi. Ognuna di queste catene si avvolge su un tamburo, largo a sufficienza per entrambi, e da questo va a passare su una puleggia di rinvio, montata anche a mezzo d'un galleggiante ed immersa nella corrente, ritornando poi al tamburo a controcorrente. Il tamburo è fissato sull'asse motore, è sostenuto con due zattere a monte, e sta sopra il livello del liquido; ognuna di queste catene si immerge nella corrente nell'andata, e riceve l'azione di questa sulle palette, ritornando al tamburo, pure immersa, dopo essersi avvolta sulla puleggia di rinvio, in modo che l'acqua non possa più premere sulle palette unitevi. Le due puleggie di rinvio, immerse nel canale, sono tenute in posto a mezzo di galleggianti, e di una intelaiatura che le riunisce, e la tensione sufficente sul loro asse, nel senso della corrente, è ottenuta applicando alla stessa due pezzi di catena provvisti di palette simili a quelle della catena motrice.

Si hanno ancora, da ascrivere a questa stessa categoria, le ruote ad elice, di forma analoga a quella delle ruote a vento ad ale, immerse per intero o per metà nel liquido, e sulle quali non ci fermiamo.

§ 6.

Dettagli di costruzione sulle ruote idrauliche e sul loro impianto.

16. Intelaiatura delle ruote. — Già al n.° 1 abbiamo date le denominazioni delle varie parti di una ruota idraulica, e nei numeri successivi vennero accennati esempi vari di ruote idrauliche complete. Cotesti esempi, per riguardo alla forma costruttiva, non sono esclusivi al tipo di ruota per cui sono dati, ma possono scambiarsi l'un l'altro. Importa indicare, nel modo più generale, le diverse disposizioni in uso per l'ossatura della ruota e pel modo di trasmissione, poichè da esse dipende la calcolazione delle varie parti sotto l'azione degli sforzi.

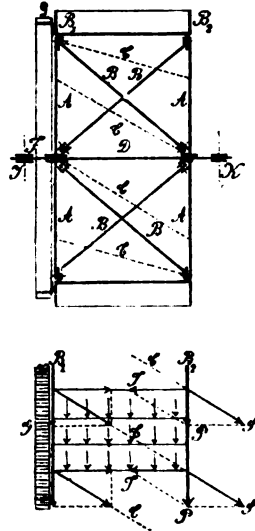
Tali disposizioni si possono così classificare:

I. *Ruote a razze leggere* in ferro (solitamente in barre tonde) con corona dentata fissata alla corona della ruota, la quale trasmette il lavoro meccanico raccolto. Per l'attacco diretto della corona dentata alle palette della ruota, le razze di questa ne sopportano soltanto il peso. Tale disposizione, indicata schematicamente dalle fig. 173[1, 2], dà al motore il nome di *ruota a sospensione*. G corona dentata, unita alla corona B_1 della ruota (dentatura esterna od interna); A A razze composte di un sistema di barre in ferro radiali, leggere ed in buon numero, portanti solo il peso della ruota e della corona dentata; B B sbarre diagonali o tiranti aventi lo scopo di tenere in sesto la ruota contro le oscillazioni trasversali, parallele all'asse; C C sbarre trasversali obblique sull'interno, colleganti la corona B_2 colla corona dentata a. Lo sforzo P col quale la paletta agisce sulla corona B_2, coi tiranti C disposti sulla superficie interna cilindrica della corona, viene trasmessa all'ingranaggio. I vantaggi di tale disposizione sono: 1.° la leggerezza della ruota, il peso della corona essendo sostenuto per trazione dalle razze o tiranti che stanno nella metà inferiore della ruota; 2.° l'albero è sollecitato solo per flessione. Tuttavia l'ossatura presenta sempre, nel movimento, delle vibrazioni che rendono irregolare il moto, provocano facili logoramenti e rotture dell'ingranaggio.

Fig. 173[1, 2].

II. Migliori sono le disposizioni *in cui le razze sono robuste, formate di ferro piatto o di ferro ad U (e, per ruote in legno, di travicelli rettangolari),* le quali trasmettono per flessione all'albero della ruota il movimento, d'onde nuovamente si trasmette all'ingranaggio; l'albero agisce allora, in tutto o per parte della lunghezza, per torsione e flessione.

Queste disposizioni si ponno dividere in due diversi gruppi e cioè:

a) Fig. 174[1, 2]. Quivi l'ingranaggio G è separato dalla ruota. Il supporto J giace, all'esterno od all'interno, fra G e la ruota. La porzione C

di albero è soggetta sempre a sola flessione; la porzione *D* a flessione e torsione per il semi-lavoro della ruota, la *E* a flessione e torsione pel lavoro totale; la *F*, nella fig. 174^1), a sola flessione, nella fig. 174^2), a fles-

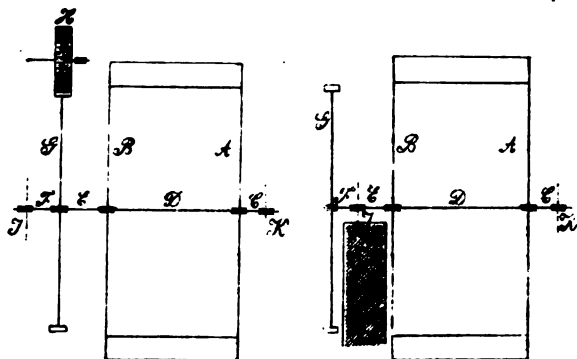



Fig. $174^{1 \cdot 2}$.

sione e torsione per l'intero lavoro. In queste disposizioni ponno usarsi per sicurezza i tiranti diagonali *B* della fig. 173.

b) Fig. $175^{1 \cdot 2}$. *I* e *K* supporti. Le razze sono robuste e soggette a flessione. Una dentiera circolare può essere applicata od alla co-

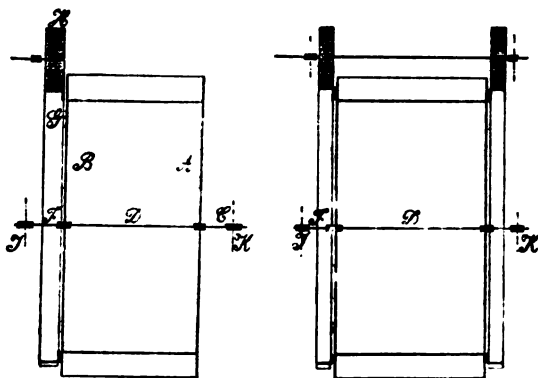



Fig. $175^{1 \cdot 2}$.

rona della ruota od alle razze di essa (la dentatura dell'ingranaggio è talvolta interna). Talvolta, come nella fig. 175^2), si hanno due dentiere circolari simmetriche: e ciò richiede che la distanza fra l'albero motore e l'albero di trasmissione sia maggiore del raggio della ruota. Con tal mezzo si evita la tendenza di una crociera a ruotare rispetto all'altra. In questi tipi i perni si calcolano per flessione e l'albero pure.

Alla flessione concorre evidentemente, oltre al peso, lo sforzo periferico del lavoro trasmesso, che è sempre rilevante per la limitazione della velocità.

17. Dati costruttivi. — *Il numero m delle crociere* si fa variare colla larghezza b della ruota

per b fino a 0.5	2	2.50 ~ 3.50	4
$m =$ 1	2	3	4.

Gli alberi delle ruote idrauliche sono raramente in legno, talvolta in ghisa, più spesso in ferro od acciaio. Rimandiamo per essi al *Costruttore di macchine,* Cap. V, da cui si possono cavare le norme generali di calcolo, avuto riguardo al modo di carico sopra esposto. Per ogni punto in cui sull'albero è applicata una crociera, ivi corrisponde uno sforzo che produce flessione. Gli alberi in ghisa (od acciaio colato) sono cavi, o con sezione

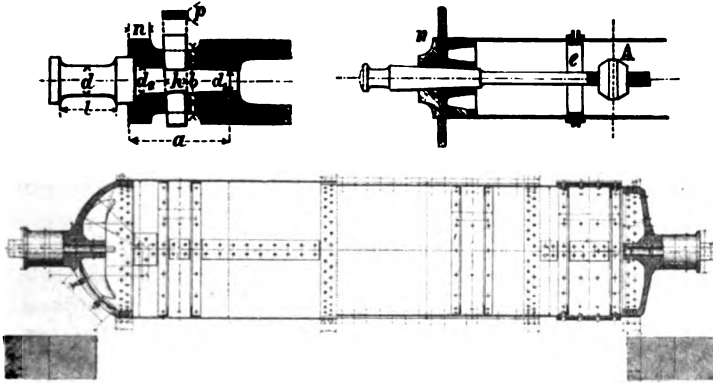



Fig. 176^1·2·3.

a croce. Alberi speciali sono quelli composti di parti diverse e materiali diversi, come a fig. 176^1·2·3).

Fig. 176^1·2·3. 1.° Corpo d'albero in ghisa, perno in ferro.

„ 2.° Corpo d'albero in lamiera.

„ 3.° Corpo d'albero in lamiera, perni in ghisa (adatti per ruote molto larghe).

I diametri degli alberi pieni in ferro, se soggetti a flessione e torsione, si calcolano con rapidità, per approssimazione, colla

mm. $d = 160\sqrt{\frac{N}{n}}$; N lavoro effettivo in cavalli, n numero di giri.

Per ogni crociera il *numero i delle razze* tiensi, $i = 2(R + 1)$ ove R è in metri). Le razze sono di ghisa a I a T a + a [, o in ferro piatto o sagomato. Il loro calcolo si fa per flessione. Per *le razze in ghisa* la larghezza al mozzo tiensi per

$i =$	4	6	8	10	12
$h =$	$0.9\,d$	$0.8\,d$	$0.7\,d$	$0.65\,d$	$0.6\,d$

essendo d il diametro dell'albero pieno in ferro. Lo spessore è $0.2\,h$; lo spessore delle nervature $0.16\,h$. Per *le razze di ferro* rettangolari la larghezza è $^3/_4$ della precedente.

Il *diametro dei tiranti* obliqui varia da $25 \sim 50$ mm. secondo la larghezza della ruota. Le razze sono fissate all'albero mediante *rosette* di cui la forma più comune è indicata colla fig. 177 portante gli incastri per fissare le razze con viti ed i fori obliqui per i tiranti.

$(d_0 = 1.15\,d + b;\ \ l = 1.1\,d_0 \sim 1.5\,d_0;\ \ m = 50 + 0.35\,d_0;\ \ b = e\,h \sim 2.5\,h)$.

Le fig. 178 dànno tre altre forme di rosette; la 1.ª per ruote a razze in legno, con tiranti obliqui di legno, la 2.ª per razze in ghisa, la 3.ª per razze in ferro ad *U.*

Fig. 177.

La *corona* di una ruota può essere, come dicemmo, *chiusa od aperta;* se chiusa, la parete anulare di chiusura si fa in legno, lamiera o ghisa. Ad ogni crociera corrisponde un appoggio alla paletta a forma di mensola, in ghisa o ferro d'angolo; perchè questa conservi la forma richiesta.

La distanza delle palette in lamiera viene registrata con bulloni, come a fig. 179.

Gli anelli dentati si applicano sulla corona o sulle razze costituen-

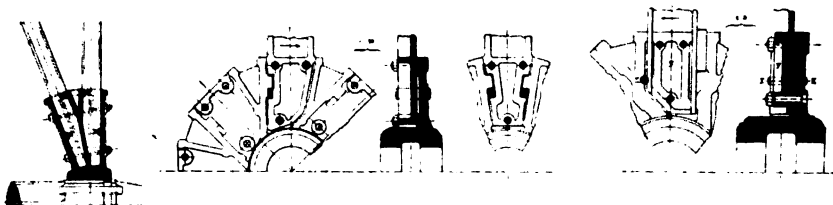
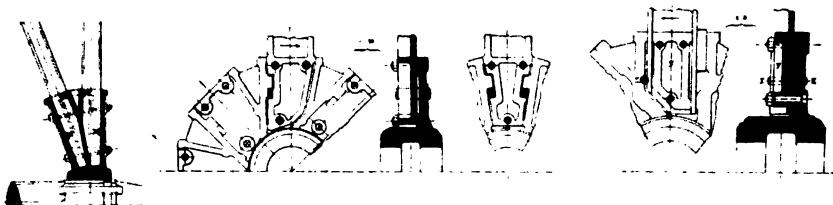



Fig. 178.

doli di segmenti staccati (fig. 180). Gli ingranaggi staccati dalla ruota as-

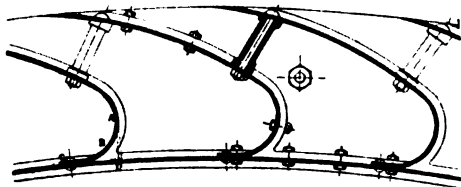
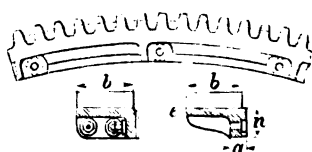



Fig. 179. Fig. 180.

sumono, per le loro grandi dimensioni, forme speciali composte di più parti, di cui alcune trovansi indicate a pag. 363 del *Costruttore di macchine.*

18. Peso delle ruote idrauliche. — Interessa conoscere a priori *il peso approssimato delle ruote idrauliche,* di cui si fa uso nelle formole sperimentali che possono adottarsi per calcolare le dimensioni dei vari organi e le perdite di lavoro per attrito. In genere, se G è il peso in kg.

$G = \alpha\, a\,.\,(2\,b\,R)^{\frac{?}{?}}$ ovvero

$$G = \beta\,.\,\frac{N}{n} \tag{48}$$

N lavoro in cavalli, n numero giri, a altezza della corona o della paletta b larghezza della ruota, R raggio,

Ruote a cassette (per di sopra) *senza corona dentata*

$$\alpha = 540 \sim 580; \quad \beta = 460 \sim 500.$$

Vi si aggiungerà il peso dell'ingranaggio montato sull'albero, variabile da $130 \frac{N}{n} \sim 150 \frac{N}{n}$.

Ruote a cassette con corona dentata:

$$\alpha = 700 \sim 750: \quad \beta = 600 \sim 650.$$

Ruote di fianco ed alle reni; senza ruota dentata:

$$\alpha = 330 \sim 440: \quad \beta = 400 \sim 480.$$

I valori massimi dei coefficienti α e β si scelgono per i grandi volumi d'acqua e le ruote lente.

19. Le paratoie e la loro manovra. — I meccanismi regolatori delle ruote idrauliche (il cui movimento è il più delle volte indipendente, da quello della ruota, e viene fatto a mano) hanno lo scopo o di modificare secondo il bisogno la quantità di lavoro che la ruota fornisce, diminuendo od aumentando a volontà il volume Q sovr'essa immesso, o di poter disporre l'introduzione in guisa che, alle periodiche e necessarie oscillazioni della portata, corrisponda sempre un funzionamento conveniente nel motore, in modo cioè che il coefficiente di effetto utile idraulico rimanga inalterato.

Si regola il volume d'acqua immesso sulla ruota mediante paratoie a battente od a stramazzo; la manovra per effettuare il loro sollevamento viene fatta con meccanismi ad ingranaggi od a vite perpetua, più o meno complessi, a seconda dello sforzo necessario a produrlo. La ruota è calcolata per un volume Q massimo; gli eccessi d'acqua che ponno verificarsi sono smaltiti nel canale scaricatore, a sua volta provvisto di paratoia mobile meccanicamente.

Assai spesso, negli impianti di motori idraulici, è prescritto che il livello di monte non possa essere modificato, o meglio alzato oltre un dato limite; al che concorrono, e la paratoia dello scaricatore, ed opportuni sfioratori. Siccome talvolta occorre di diminuire il volume d'acqua immesso sulla ruota, il che si fa di solito stringendo la luce di passaggio senza variare il livello, necessita che la manovra della paratoia dello scaricatore sia fatta contemporaneamente a quella dell'ammissione. In alcune concessioni d'acqua si richiede anzi che le due manovre avvengano con un meccanismo unico che agisce insieme sulle due paratoie. Pei bisogni pratici il problema può venir soddisfatto all'incirca facendo sì che una paratoia diminuisca la corrispondente sezione di quanto l'altra l'apre. La soluzione teorica del problema non è tuttavia altrettanto semplice.

Importa notare che le ruote idrauliche sono motori assai propri nel caso di acque variabili, tanto che il volume d'acqua diminuisca per sè, o venga diminuito perchè richiedasi alla ruota un lavoro minore e se ne voglia conservare costante la velocità.

Infatti riesce possibile stringere la luce di introduzione senza alterare il livello d'arrivo in modo che passi per essa solo la minore quantità d'acqua richiesta. Se la bocca è tale che la posizione del filetto medio rispetto al livello non sia mutata, e quindi neppure la velocità, il tracciamento delle palette serve in casi molto diversi ed è per essi egualmente proprio. Se poi la ruota è immersa nel canale di scarico di quella quantità che corrisponde all'altezza radiale del riempimento per volumi normali, è a notare che diminuendo il volume anche questa altezza diminuisce insieme l'altezza d'acqua nel canale di scarico; così non si perde caduta, anzi la stessa può di qualche poco avvantaggiarsi. Le diminuzioni di volume, con opportuna disposizione della paratoia di introduzione, non alterano quindi il coefficiente di rendimento idraulico. Se l'effetto utile totale del motore scema, ciò dipende solo dal fatto che il lavoro d'attrito è rimasto quasi costante, e quindi è cresciuto il rapporto fra esso ed il lavoro assoluto della ruota.

Raramente nelle ruote idrauliche si affida la manovra delle paratoie, allo scopo di conservare costante la velocità, ai regolatori a movimento automatico. Ove questi si applichino trattasi sempre di regolatori ad azione indiretta, dei quali terremo parola nel capitolo successivo.

Oltre alle *paratoie,* l'impianto della ruota idraulica richiede nel canale di arrivo una sacca di deposito, ed una griglia più o meno fitta, allo scopo di trattenere i materiali trascinati dall'acqua: accessori che non richiedono spiegazioni.

CAPITOLO VII.

MOTORI IDRAULICHI

TURBINE

§ I.

FUNZIONAMENTO E DISPOSIZIONI PRINCIPALI DELLE TURBINE.

1. Classificazione delle turbine. — Prendono, come si disse, nome di *turbine* i motori idraulici in cui il lavoro d'una caduta si utilizza sotto forma di forza viva. È questo il carattere che differenzia le turbine dalle ruote idrauliche, e di cui già abbiamo discorso al Cap. V. Tuttavia, pel modo con cui la forza viva si manifesta e per la diversità delle forme costruttive che le turbine presentano, queste sono suscettibili di una estesa classificazione.

L'organo principale di una turbina è costituito da una ruota, posta in movimento di rotazione continuo dall'acqua che vi affluisce e che ha nome di *ruota mobile;* essa ha *corona* formata da due pareti anulari chiuse, il cui *intervallo* è occupato da una serie di *palette* curve, riceventi da un lato, in una determinata direzione, l'azione del fluido motore, il quale esce pel lato opposto, dopo aver ceduto alla ruota mobile la forza viva di cui dispone, nella misura in cui questa è capace di assorbirla.

L'introduzione dell'acqua sulla ruota mobile, secondo una direzione determinata, si ottiene mediante il *distributore,* composto di una serie di *canali direttori* formati da successivi diaframmi che hanno nome di *direttrici.* La posizione del distributore rispetto alla ruota mobile è considerata come uno dei principali elementi di distinzione fra i vari tipi di turbine.

Così, sono *turbine assiali* quelle in cui il movimento dell'acqua, dal distributore alla ruota mobile, avviene in direzione parallela (o quasi) all'asse di quest'ultima, come nella fig. 181[1], (DD distributore, RR ruota mobile montata sull'asse oo; la figura dà pure la pianta del distributore, e, lateralmente, lo sviluppo in piano della sezione fatta colla superficie cilindrica *mm*). Le direttrici e le palette (a, b) di queste turbine sono ordinariamente superfici *elicoidali,* generate da un raggio che si sposta verticalmente lungo l'asse oo, seguendo il profilo curvo disegnato sulla se-

zione media *m m*. Gli è perciò che alcuni dànno loro il nome di *turbine elicoidali.*

Si dicono *turbine radiali* quelle in cui il movimento di ogni filetto liquido avviene sul distributore e sulla ruota in un piano perpendicolare all'asse, ed in direzione prossimamente radiale; la fig. 181[2·3] ne dà l'esempio (*D*, distributore, *R*, ruota mobile). Il distributore può essere interno (fig. 181[2]) od esterno (fig. 181[3]) alla ruota, avendosi così le *turbine radiali ad introduzione esterna o centripete* e le *radiali ad introduzione interna o centrifughe.* Le superfici delle palette e delle direttrici sono generate da una retta parallela all'asse che ne segue il profilo curvo; sono perciò superfici cilindriche, e le turbine stesse prendono talvolta il nome di *turbine cilindriche.*

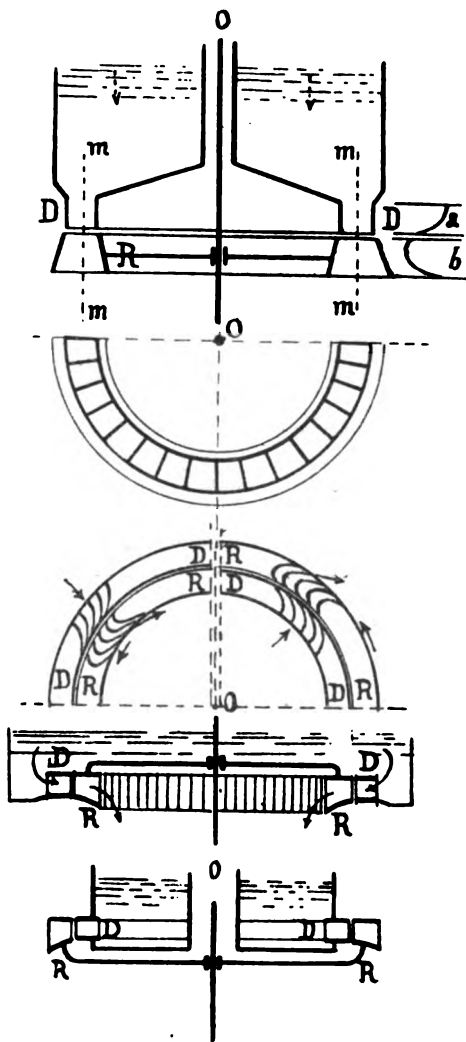



Fig. 181[1·2·3].

In alcune recenti disposizioni si trovano combinati un movimento radiale con un movimento assiale del fluido; il che ha suggerito ad alcuni la denominazione di *turbine miste.*

A loro volta le *turbine radiali ed assiali* si dividono in:

1° *Turbine complete e parziali.* Diconsi complete, quando l'acqua affluisce dal distributore sulla intera corona della ruota; parziali, se il distributore è limitato ad una sola parte della corona di introduzione.

2.° *Turbine ad asse orizzontale* o *verticale;*

3.° *Turbine ad alta, media, o bassa pressione*, secondo l'altezza della caduta disponibile.

Ma le classificazioni esposte fin qui hanno principalmente riguardo alla forma costruttiva; l'altra suddivisione, che tocca più intimamente il modo di funzionamento delle turbine, è quella per cui esse si dividono in turbine a reazione e in turbine d'azione, come viene ora chiarito.

2. *Turbine a reazione e turbine d'azione.* — Se si considera il modo con cui l'acqua agisce sulle turbine vi è luogo, tanto per le turbine assiali che per le radiali, ad una distinzione fondamentale che importa definire con tanta chiarezza. Si distinguono, per questo riguardo, le turbine in *turbine a reazione* ed in *turbine d'azione;* come caso particolare di queste ultime si hanno le *turbine d'azione a deviazione libera o a getto libero,* (dette anche *Girard,* dal nome dell'inventore) fornenti uno dei tipi più importanti di questi motori.

Una turbina utilizza il lavoro assoluto di una caduta in forma di forza viva; e ciò può avvenire in due modi. 1.° La turbina può essere così disposta che l'acqua sia introdotta dal distributore sulla ruota mobile con una velocità V che corrisponda all'intera caduta disponibile H; sarà allora (se si trascurano le resistenze)

$$V = \sqrt{2gH},$$

e la forza viva $V^2/2g$ verrà trasformata sul motore in lavoro meccanico. 2.° La turbina può essere così disposta che l'acqua vi arrivi con una velocità minore di quella che corrisponderebbe alla intera caduta, cioè con velocità

$$V = \sqrt{2gH_1}$$

essendo necessariamente $H_1 < H$, per modo che la massa d'acqua, oltre al possedere la velocità V, sia sollecitata da una pressione idrostatica $H - H_1$, la quale si renda manifesta all'atto stesso in cui l'acqua percorra la paletta della ruota mobile, risolvendosi in una accelerazione impressa al fluido motore durante il percorso; questa accelerazione, insieme alla velocità iniziale, sarà trasformata in lavoro meccanico. In altre parole, nelle turbine d'azione l'acqua si presenta alla ruota mobile colla velocità che corrisponde all'intera caduta, e nelle turbine a reazione con una velocità minore, — ma questa minor velocità viene, per effetto di pressione, accelerata durante il percorso della ruota mobile fino a corrispondere al valore totale della caduta; nè l'accelerazione sulla ruota mobile implica perdita di lavoro, se l'acqua, nei due casi. potrà essere scaricata con una velocità assoluta in condizioni eguali, e possibilmente nulla. Il lavoro della intera caduta viene nei due casi raccolto sulla ruota mobile, ma per ciascuno in una forma originariamente diversa.

Nel primo caso si dirà che la turbina lavora per *azione,* nel secondo per *reazione;* la porzione di caduta $(H - H_1)$ può denominarsi *il carico agente per reazione.*

Questa scelta arbitraria della velocità di introduzione, in guisa da rendere sensibile una parte di caduta in forma di pressione idrostatica, riesce possibile quando si pensino riuniti con un tubo i due livelli di arrivo e di scarico e dentro ad esso sia collocata la turbina; giusta la disposizione che nelle turbine assiali ha il nome di turbina Jonval, tipo di turbina a reazione rappresentato colla fig. 182[1, 2].

Una turbina di tale specie, che fa parte di una condotta forzata, può quindi ricevere l'azione dell'acqua con una velocità anche inferiore a quella che corrisponde alla caduta intera, quando la sezione del distributore DD, nel

punto di efflusso, che è una delle sezioni della condotta, abbia le dimensioni che appunto rispondono alla velocità voluta. Posta la condizione che la turbina lavori in una condotta forzata, (e la turbina che realizza tale

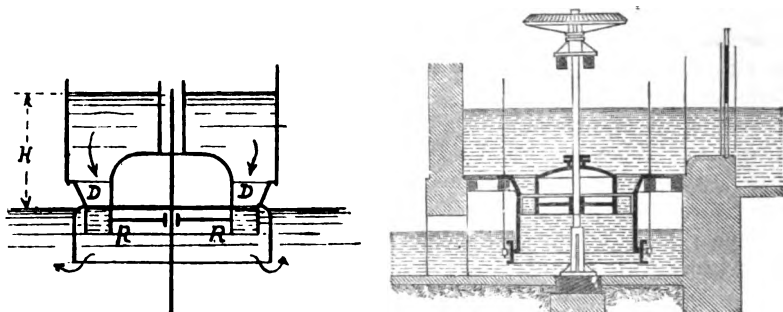



Fig. 182[1·2].

scopo potrà essere chiamata *turbina tubolare*) *i canali della ruota mobile saranno costantemente pieni d'acqua*, e la ruota si muoverà annegata in questa.

Queste turbine a riempimento completo ponno essere collocate in posizione diverse rispetto ai livelli di arrivo o di scarico: o sollevate di una altezza data sopra lo scarico, o affondate in questo, senza che si perda alcuna parte del lavoro disponibile. Ordinariamente, come mostra la fig. 182[2], vengono tenute sopra il livello di scarico ad un'altezza che non può superare il valor massimo che si vedrà in appresso (vedi il n.° 4). In ogni modo importa fin d'ora mettere in evidenza il fatto che, nelle turbine *tubolari, a riempimento completo dai canali della ruota mobile,* non è assolutamente necessario il funzionamento a reazione, almeno in teoria; l'acqua può agire sulla ruota *per azione* o per *reazione*, secondo che la velocità di introduzione corrisponda all'intera caduta o no.

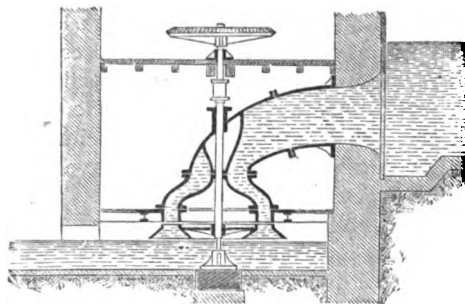



Fig. 183.

Diverso è il caso rappresentato nella fig. 183, in cui la ruota mobile, girando liberamente nell'aria, non è parte di una condotta forzata, e l'acqua affluisce dal distributore con una velocità che corrisponde per intero al *carico d'acqua effettivo che sovraincombe,* ma si muove nei condotti della ruota mobile senza riempirli completamente, come se scorresse sovra un canale aperto; donde il nome di turbina *a getto libero.* Appartengono evidentemente queste ultime al gruppo delle turbine d'azione, ma non sono *turbine d'azione tubolari,* le quali ultime possono considerarsi come un *caso limite* fra la turbina a reazione e la turbina a getto libero.

3. *Relazioni fondamentali per l'utilizzazione della forza viva dell'acqua nelle turbine. Caratteristica d'una turbina.* — Possiamo

mettere in maggior luce le condizioni che differenziano i vari tipi di turbine, collo stabilire fin d'ora alcune relazioni fondamentali ad essi comuni, circa al modo con cui viene utilizzata la forza viva sull'organo ricevitore della motrice.

Osserviamo dapprima in qual modo avvenga nelle turbine la *trasformazione della forza viva in lavoro meccanico.* Se si immagina fatta, per fissare le idee, una sezione in una turbina assiale colla superficie cilindrica ***m m***, (fig. 181[1]), e questa si sviluppa in piano, si avrà senz'altro la fig. 184. L'acqua affluisce dal distributore con una velocità V sotto un angolo α_1; la ruota mobile possiede sulla corona una velocità periferica media v; se la massa d'acqua di ogni paletta supponesi concentrata nel filetto medio pq, perchè all'ingresso sulla ruota mobile non si verifichi

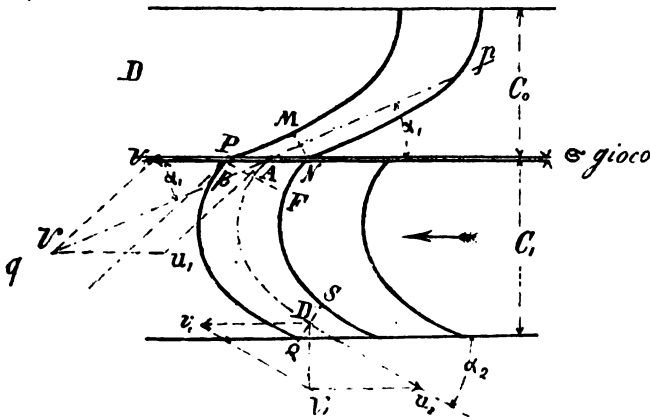



Fig. 184.

alcuna perdita per urto, il primo elemento della paletta dovrà dirigersi secondo la velocità u_1, ottenuta componendo il parallelogrammo di cui V è la diagonale. Sarà perciò

$$\left.\begin{aligned} u_1^2 &= V^2 + v^2 - 2\,V v \cos\alpha_1 \\ u_1 &= V\frac{\operatorname{sen}\alpha_1}{\operatorname{sen}\beta} = v\,.\,\frac{\operatorname{sen}\alpha_1}{\operatorname{sen}(\beta-\alpha_1)} \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

condizioni identiche che esprimono come l'*introduzione dell'acqua sulla turbina avvenga senza perdita di forza viva per urto.*

Nell'uscire dalla paletta l'acqua possiede una velocità relativa lungo la medesima, u_2, che potrà essere diversa od uguale ad u_1; del che per ora non ci occupiamo. Composta la u_2 colla velocità periferica nel punto di uscita, v_1, (nelle turbine assiali ordinariamente $v_1 = v$, nelle radiali ad introduzione esterna $v_1 < v$, e ad introduzione interna $v_1 > v$) si ottiene la velocità assoluta di uscita V_1, la quale rappresenta la perdita di carico $V_1^2/2g$ necessariamente connessa al funzionamento d'una turbina.

Alcuni autori esprimono la condizione del massimo effetto all'uscita con $V_1 = 0$ cioè $u_2 = v_1$ ed $\alpha_2 = 0$. Sono queste condizioni limiti, che però

includono una impossibilità pratica. Altri autori si accordano nel ritenere, come *condizione di massimo effetto,* che la V_1 sia diretta normalmente al piano di rotazione della ruota, il che dà luogo alle relazioni generali

$$V_1^2 = u_2^2 - v_1^2 \qquad v_1 = u_2 \cos \alpha_2$$

e per le turbine assiali aventi $v_1 = v$

$$V_1^2 = u_2^2 - v^2 \qquad v = u_2 \cos \alpha_2 \tag{2}$$

equazioni che, al loro limite, si risolvono tuttavia ancora nelle condizioni precedenti

$$u_2 = v_1 \quad \text{e} \quad \alpha_2 = 0. \tag{3}$$

Grado di azione e reazione nelle turbine. I valori rispettivi di V, V_1, u_1, u_2, v, v_1 dànno la misura del modo di azione dell'acqua nei vari tipi di turbine.

Perchè, nelle turbine tubolari, i canali sieno costantemente riempiti d'acqua e atti insieme a smaltire la portata Q, occorre che (fig. 184)

$$\left.\begin{array}{l} \text{sez. } MN \,.\, V = \text{sez. } PN \,.\, u_1 \text{ sen } \beta = \text{sez. } PF \,. \\ u_1 = \text{sez. } QS \,.\, u_2 = \text{sez. } QW \,.\, V_1 = Q^{\text{mc.}} \end{array}\right\} . \tag{4}$$

Se tali sezioni sono così disposte che sez. PF = sez. QS, sarà anche, a parte le resistenze, $u_1 = u_2$. È questo il caso di una *turbina di azione semplice* disposta in una condotta chiusa; in questa specie di turbine lo sviluppo di lavoro si ha variando solo la *direzione* della velocità relativa.

Se le sezioni sono così disposte che sez. PF sia notevolmente $>$ di sez. QS, sarà anche $u_2 > u_1$; occorre quindi l'intervento d'una forza esterna che possa accelerare lungo la ruota mobile il movimento dell'acqua, modificando la velocità da u_1 ad u_2. Questo acceleramento non può aversi che con un eccesso di pressione idrostatica nel punto A, derivante dal rapporto fra le sezioni estreme d'efflusso, e dal carico iniziale utilizzato all'ingresso per la velocità di introduzione V. Questa parte della caduta, che si manifesta come pressione idraulica nell'acceleramento di u_1, è espressa da $u_2^2/2g - u_1^2/2g$, e sotto tale forma è utilizzata nella ruota. Il lavoro è così ottenuto dalla turbina variando ad un tempo la *direzione* e la *intensità* della velocità relativa.

Nelle turbine Girard, od a getto libero, invece, la ruota, che gira liberamente nell'aria, deve essere collocata sopra il livello di scarico ad un'altezza h sufficiente perchè sia tolto ogni pericolo di immersione. L'acqua entra dal distributore sulla ruota mobile, con una velocità corrispondente al carico $(H - h - c_1)$, e cioè

$$\sqrt{2g(H - h - c_1)} = V;$$

possiamo intanto arguire che, a pari valore di Q e di H, V è maggiore nelle Girard che nelle turbine a reazione Jonval; quindi, a pari α_1, anche maggiore la componente u_1; il che diminuirà l'ampiezza della vena liquida all'introduzione sulla ruota. La velocità u_1, nella discesa lungo le palette funzionanti come canali aperti, viene ritardata di alquanto dalla resistenza di attrito, ma accelerata per la discesa lungo c_1, altezza della ruota mobile; sarà perciò

$$u_2^2 = u_1^2 + 2g\,c_1$$

se si trascurano le resistenze d'attrito. Se si astrae dal valore di $2 g c_1$, il che può essere lecito per la piccola altezza della ruota mobile, si avrebbe, come per le turbine d'azione semplice tubolari, $u_1 = u_2$; in ogni caso l'accelerazione lieve che si produce non dipende più, come nella Jonval, dal reagire di una pressione idrostatica, ma dalla caduta libera dell'acqua lungo la paletta della ruota mobile.

Nelle turbine radiali (la cui sezione normale all'asse può pure rappresentarsi colla fig. 184, purchè ai circoli in cui è sezionata la turbina si sostituiscano le loro tangenti) le velocità periferiche all'ingresso ed all'uscita sono diverse, perchè si sviluppa allora in ogni filetto liquido di massa unitaria una forza centrifuga, il cui lavoro positivo o negativo è rappresentato da $^1/_{2g}(v_1^2 - v^2)$. Nelle turbine ad introduzione interna tale forza aumenta l'accelerazione impressa ad u_1, nelle turbine ad introduzione esterna la diminuisce.

Noi possiamo concludere, che, dati il volume Q e l'altezza H, il lavoro utilizzato nelle turbine prende la forma

$$1000\, Q \left(\frac{V_2 - V_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \pm \frac{v_1^2 - v^2}{2g} \right). \qquad (5)$$

È questa una formola generale, valevole, per il solo risultato numerico, in ogni caso o per ogni tipo di motore; poichè, o il termine $^1/_{2g}(u_2^2 - u_1^2)$, rappresentante l'aumento della velocità relativa, è dato dalla pressione idrostatica e si ha una *turbina a reazione*, o può esser nullo, e si ha una *turbina d'azione*, o può avere un piccolo valore per la caduta dell'acqua lungo la ruota mobile e si ha la *turbina a getto libero.* Così il termine $\pm\, ^1/_{2g}(v_1^2 - v^2)$ caratterizza in ispecie le turbine radiali, ma non sarebbe nullo nelle turbine assiali aventi corona dissimmetrica. Si comprende anche, fin d'ora, che non essendo possibile togliere dall'eq. (5) il termine

$$1000\, Q \frac{V^2 - V_1^2}{2g}$$

ne risulta non essere possibile nelle turbine il funzionamento a reazione semplice, mentre è possibile quello a semplice azione.

Perciò (trascurando l'effetto della forza centrifuga ed il valore di c_1) si può chiamare $\frac{V^2 - V_1^2}{2g}$ il *carico che agisce per azione,* $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$ il *carico che agisce per reazione.*

Nella turbine d'azione il secondo è nullo, ma non può essere nullo il primo nelle turbine a reazione. La differenza fra i vari tipi si può esprimere col valore di m nella $V = \sqrt{2 g m H}$; sarà $m = 1$ nelle turbine d'azione, e $m < 1$ (circa $m = 0{,}5$) nelle turbine a reazione. Si può chiamare m, con Schmid, la *caratteristica d'una turbina.*

Abbenchè quanto si è detto sull'argomento possa bastare a dare un criterio esatto del funzionamento ad azione e reazione, crediamo opportuno indicare anche un tracciato grafico, che è stato allo scopo ideato dall'ing. Ancona (fig. 185).

Sulla base $A B$ che corrisponde al livello di scarico portasi normalmente la caduta $A C = H$, in una data scala. Si segnino su $A C$, la lun-

ghezza CE corrispondente alla parte di salto perduta nelle resistenze idrauliche, la lunghezza AL che rappresenta di quanto la turbina è rialzata sullo scarico, e le lunghezze LI, IG, che corrispondono all'altezza della ruota mobile e del distributore.

Il valor di V_1 velocità di introduzione può variare fra i limiti che corrispondono al carico EI (massimo) ed al carico FN (minimo). Questo carico minimo, che può essere vario nella turbine a reazione, ha un valore che si desume da considerazioni teoriche che svolgeremo in appresso. Congiungasi I con N.

Una ordinata condotta per un punto qualunque compreso fra A e B

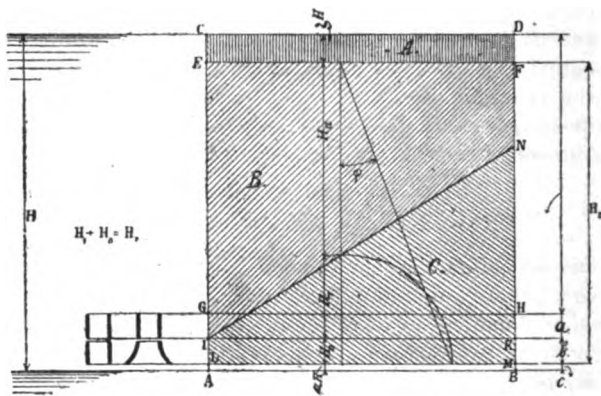



Fig. 185.

è divisa dalla varie rette tracciate in 5 parti che servono a giudicare dei caratteri di funzionamento d'una turbina.

Facciasi, $CE = zH$ resistenza idraulica, $AL = c = \mu H$ altezza di cui la ruota è collocata sul livello di scarico.

Il carico corrispondente alla velocità di introduzione è

$$H_a = \frac{V_1^2}{2g};$$

e quello corrispondente alla pressione idraulica che dà luogo alla reazione sia H_r.

La caduta effettivamente utilizzabile H_v sarà espressa da

$$H_v = H - H(z + \mu) = H_a + H_r.$$

Quale sia il punto scelto fra A e B per elevare l'ordinata, tutti gli elementi restano invariati salvo H_a ed H_r. Il tipo della turbina sarà definito dal rapporto $\frac{H_r}{H_v}$ che può dirsi il *carico per reazione* ed esprimesi colla

$$\frac{H_r}{H_v} = \text{tang}\,\varphi.$$

Quando il punto per cui si conduce l'ordinata coincide con A si ha la turbina d'azione semplice nella quale

$$H_r = 0, \quad H_a = H_v \quad \text{e} \quad \varphi = 0.$$

Volendosi una turbina a semplice reazione dovrebbe essere $H_a = 0$ il che è assurdo; e non possono perciò aversi turbine che funzionino per sola reazione.

Gli elementi

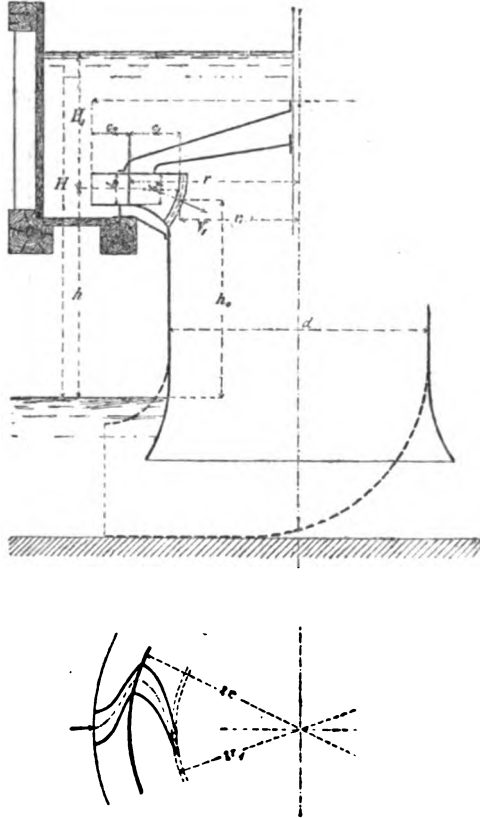
$$H_r > 0, \quad H_r > H_a \quad \tang \varphi = \frac{H_r}{H_v} \quad e \quad \varphi > 0.$$

Caratterizzano in una turbina il funzionamento contemporaneo per azione e per reazione.

Il valore di φ per una turbina qualunque, quello ad esempio che corrisponde all'ordinata prossima a $\mu H - z H$ sulla figura, si trova colla costruzione grafica indicata nella figura stessa.

Fig. 186.

4. Posizione di una turbina rispetto al livello di scarico. — Mentre le turbine d'azione Girard devono essere collocate prossime quanto possibile al livello di scarico, ma libere sovra di esso, importa notare che le turbine tubulari, a giustificare le disposizioni indicate nelle due fig. 186 (turbina radiale) e fig. 187 (turbina assiale), ponno essere disposte sotto il livello di scarico o sopra di esso, ad una altezza limite, senza che per questo si crei difficoltà alcuna all'utilizzazione della caduta. In fatto, se si considera una turbina radiale od assiale a reazione disposta sopra il livello di scarico, quando sia nota la velocità all'introduzione V, la pressione effettiva nel punto di introduzione sulla ruota mobile è data dalla differenza delle due pressioni P_1 e P_2, agenti al di sopra e dal di sotto, sul piano di separazione fra il distributore e la ruota. Tali pressioni, espresse in colonna d'acqua, sono:

$$P_1 = 10{,}33 + H - h - c_1 - \frac{V^2}{2g}$$

$$P_2 = 10{,}33 - h - c_i - \frac{V_0^2}{2g} \qquad (6)$$

(per le turbine radiali c_1 nel senso di H è $= 0$) V_0 è la velocità con cui l'acqua si muove nel condotto di scarico; quindi:

$$P_1 - P_2 = H - \left(\frac{V^2}{2g} - \frac{V_0^2}{2g}\right); \tag{7}$$

il valore di $P_1 - P_2$, corrispondente alla caduta non utilizzata all'introduzione, è indipendente da h. Però il massimo valore di h risulta dalla necessità che la pressione assoluta sotto la ruota mobile non sia mai nulla. Sarebbe $P_2 = 0$ quando

Fig. 187.

$$h + c_1 = 10{,}33 + \frac{V_0^2}{2g}$$

e in genere, all'incirca, per $h > 10{,}33$; si avrebbe allora sotto la ruota mobile il vuoto barometrico: l'acqua si innalzerebbe pel tubo verticale di scarico fino ad una altezza di circa 10,33, ed esisterebbe sotto la ruota un vuoto di $h - 10{,}33$, che sarebbe perduto sulla caduta totale.

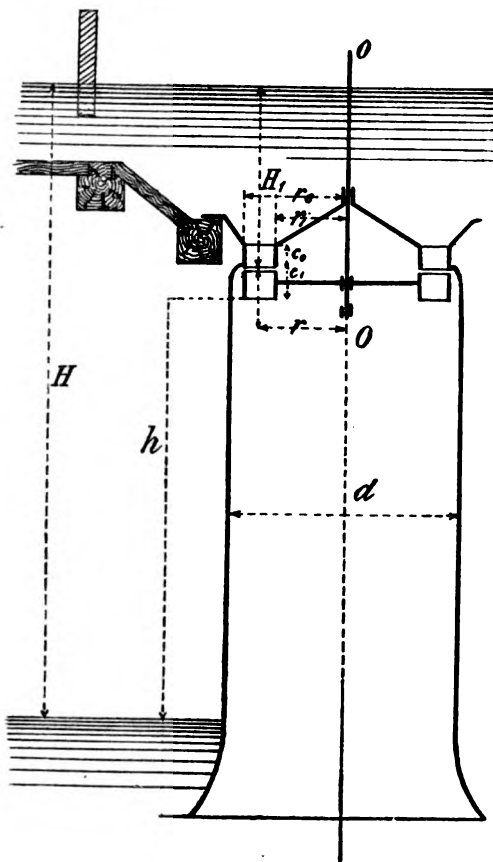
Nel fissare il valore massimo di h si deve tener conto della pressione dei gas contenuti nell'acqua, nonchè della tensione del vapor d'acqua. Il valore di h, diminuito da tali cause, è per convesso accresciuto dalla resistenza d'attrito che l'acqua incontra nel movimento lungo il tubo di scarico: si propone di tenere al massimo

$$h + c_1 = 8 \sim 9^m.$$

Bach suggerisce, per determinare h, la formola pratica, in metri

$$h + c_1 \leqq \frac{1}{0{,}11 + 0{,}055\,d}; \tag{8}$$

dove d è il diametro del tubo verticale di scarico, in metri.

5. *Notazioni per gli elementi delle turbine.* — Premesse queste nozioni di ordine generale, procediamo senz'altro allo studio particolare dei principali tipi di turbine.

Ad evitare ripetizioni, raccogliamo le principali notazioni di cui faremo uso, e che saranno conservate nelle formule e nelle figure.

Q volume d'acqua disponibile in mc. al 1'.

H caduta totale, misurata fra i due livelli di arrivo e di scarico.

H_1 altezza d'acqua misurata dal livello di arrivo fino al punto medio di introduzione dell'acqua nella ruota mobile.

c_0 altezza del distributore.

c_1 altezza della ruota mobile.

h altezza sul livello di scarico del punto medio di efflusso dell'acqua dalla ruota mobile.

σ gioco fra il distributore e la ruota mobile.

V velocità media assoluta con cui l'acqua entra sulla ruota mobile.

V_1 „ „ con cui l'acqua abbandona la ruota mobile.

ω velocità angolare della ruota mobile; n numero dei giri.

v velocità periferica media nel punto di introduzione, $v = r\,\omega$.

v_1 „ „ della ruota nel punto di scarico, $v_1 = r_1\,\omega$ (nelle turbine assiali $v = v_1$).

u_1 velocità relativa dell'acqua lungo la paletta, all'introduzione.

u_2 „ „ „ „ allo scarico dalla ruota mobile.

α_1 angolo acuto formato da V e v; inclinazione delle direttrici rispetto al piano della ruota mobile.

β angolo formato da v ed u_1, inclinazione della velocità relativa u_1 sul piano di introduzione della ruota mobile.

α_2 angolo formato da u_2 e v_1; angolo che la velocità relativa di uscita forma col piano di scarico della ruota mobile.

a_0 minima distanza fra due direttrici misurata normalmente ad esse allo sbocco dei condotti distributori (MN nella fig. 184).

b_0 distanza misurata allo sbocco dei condotti distributori normalmente fra le loro corone chiuse: $a_0 \,.\, b_0 =$ area di efflusso dal distributore.

s_0 spessore delle direttrici.

$a_1, b_1, s_1,$ } analoghe dimensioni all'imbocco ed allo sbocco dei con-
$a_2, b_2, s_2,$ } dotti della ruota mobile.

i_0, i_1 numero delle direttrici o delle palette; t_0, t_1 passo del distributore e della ruota mobile,

$$\frac{2\pi r}{t_0} = i_0; \quad \frac{2\pi r}{t_1} = i_1.$$

r raggio medio della turbina all'introduzione } nelle turbine assiali or-
r_1 „ „ „ allo scarico } dinariamente $r = r_1$.

N_a lavoro assoluto in cavalli

$$= \frac{1000\,Q\,H}{75}.$$

$\eta =$ coefficiente di effetto utile.

$N_e = \eta\,N_a$, lavoro effettivo in cavalli.

§ 2.

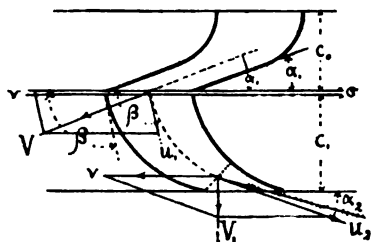
Turbine assiali.
Delle turbine tubolari in genere, ed in particolare delle turbine a reazione, tipo Jonval.

6. *Formole generali sulle turbine tubolari (assiali).* — Abbiasi colla fig. 187, una turbina assiale a reazione (Jonval). I canali di arrivo e di scarico sono collegati da un tubo, come a fig. 187. La turbina è completa, coi canali interamente ripieni d'acqua; è montata sull'asse $O\,O$ e sta sovra lo scarico ad un livello h che può essere negativo, nullo o positivo, ma non può superare il dato desunto dalla formula (8). La velocità di introduzione sulla ruota mobile corrisponde ad un carico che è una frazione $m\,H$ della caduta totale; il resto $(H - m\,H)$ agisce per reazione.

Colla fig. 188 è fatto lo sviluppo della sezione della ruota mobile e del distributore, ottenuta con una superficie cilindrica di raggio r, raggio medio fra la corona interna ed esterna della ruota mobile.

Fig. 188.

Il valore esatto di r, volendosi tener conto del raggio medio che divide il volume della turbina in due parti eguali, sarebbe

$$\frac{2}{3}\,\frac{r_e^3 - r_i^3}{r_e^2 - r_i^2};$$

tiensi con sufficiente approssimazione (avuto riguardo alla piccolezza del rapporto fra la larghezza radiale dei canali ed il raggio della turbina) eguale ad $\frac{1}{2}\,(r_i + r_e)$.

Le resistenze idrauliche al movimento dell'acqua nel passaggio dal canale di arrivo allo scarico (resistenze d'attrito lungo il tubo di arrivo, contrazione, resistenza delle palette, ecc., ecc.) si possono raccogliere a priori in una diminuzione $(1 - \varepsilon)\,H$ della caduta disponibile, talchè questa diventa $\varepsilon\,H$.

Per *una turbina a reazione* è noto essere:

$$m\,H = \frac{V^2}{2g}$$

ed

$$(\varepsilon\,H - m\,H) = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \tag{9}$$

quindi

$$\varepsilon\,H = \frac{V^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \tag{10}$$

Essendo perduta allo scarico la forza viva $\frac{V_1^2}{2g}$, sarà

$$\varepsilon\,H - \frac{V_1^2}{2g} = \frac{V^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} + \frac{u_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} \tag{11}$$

e posto $\varepsilon H - \frac{V_1^2}{2g} = \varepsilon_1 H$, dove ε_1 è il coefficiente di effetto utile idraulico, si ha:

$$V^2 - V_1^2 + u_2^2 - u_1^2 = 2g \,. (\varepsilon_1 H). \tag{12}$$

Dalle formole (2) e (1) è noto:

$$V_1^2 = u_2^2 - v^2 \quad \text{ed} \quad u_1^2 = V^2 + v^2 - 2 V v \cos \alpha_1$$

(essendo v costante per essere simmetrica la corona) fornenti le condizioni di massimo effetto: quindi la (11) diventa

$$V^2 - (u_2^2 - v^2) + u_2^2 - V^2 + v^2 - 2 V v \cos \alpha_1) = 2g \ \varepsilon_1 H)$$

$$V v \cos \alpha_1 = g (\varepsilon_1 H), \tag{13}$$

cioè il ***prodotto della velocità periferica e della proiezione su di essa della velocità di introduzione è una costante*** (nei limiti per cui ε_1 può ritenersi costante).

Se introduconsi nella (13) le condizioni del massimo effetto utile all'introduzione, rappresentate dalla formola (1), e cioè

$$V : v : u_1 = \text{sen}\, \beta : \text{sen}\, (\beta - \alpha_1) : \text{sen}\, \alpha_1\,,$$

sostituendo a v e V successivamente i valori che se ne deducono, si ha:

$$V = \sqrt{\varepsilon_1} \sqrt{g H \frac{\text{sen}\, \beta}{\text{sen}\, (\beta - \alpha_1) \cos \alpha_1}}$$

$$V = \sqrt{\varepsilon_1} \sqrt{g H \frac{1}{\cos^2 \alpha_1 - \cot \beta \,\text{sen}\, \alpha_1 \cos \alpha_1}} \tag{14}$$

$$v = \sqrt{\varepsilon_1} \sqrt{g H \frac{\text{sen}\, (\beta - \alpha_1)}{\text{sen}\, \beta \cos \alpha_1}} = \sqrt{\varepsilon_1} \sqrt{g H \left(1 - \frac{\text{tang}\, \alpha_1}{\text{tang}\, \beta}\right)}. \tag{15}$$

Devesi ricordare che queste formole riposano sulla condizione che i canali della ruota mobile sieno ripieni d'acqua, e non sia interrotto mai, nella colonna fluida scorrente, il legame fra il canale di arrivo e di scarico.

Eguali risultati si sarebbero perciò ottenuti in ***una turbina d'azione*** assiale ***tubulare.*** La (11) infatti prenderebbe la forma $V^2 - V_1^2 = g (\varepsilon_1 H)$ dalla quale, mediante sostituzione delle relazioni (1) e (2), si otterrebbe la (12), $V v \cos \alpha_1 = g (\varepsilon_1 H)$ e da questa le (13) e (14).

La (14) rappresenta quindi la velocità periferica d'una turbina tubulare corrispondente al massimo effetto, in funzione della caduta utilizzata e degli elementi nel punto di introduzione.

Da queste relazioni si traggono alcune conseguenze sulle varie specie di turbine tubolari:

1.° ***Caso in cui la turbina deve agire senza reazione.*** Se una turbina deve agire ***senza reazione*** sarà

$$V = \sqrt{\varepsilon_1} \sqrt{2 g H} \quad \text{ed} \quad u_1 = u_2$$

quindi

$$u_1 = u_2 = v \frac{\text{sen}\, \alpha_1}{\text{sen}\, (\beta - \alpha_1)}.$$

La regola di Poncelet, pel più conveniente scarico all'uscita, dà $u_2 = v$, donde

$$v = v \frac{\text{sen}\,\alpha_1}{\text{sen}(\beta - \alpha_1)} \quad \text{quindi} \quad \text{sen}\,\alpha_1 = \text{sen}\,(\beta - \alpha_1)$$

e $\beta = 2\,\alpha_1$: con che il parallelogrammo all'introduzione sarebbe un *rombo*. Questa condizione introdotta nella (13), darebbe

$$V = \sqrt{\varepsilon_1}\sqrt{g\,H \frac{\text{sen}\,2\,\alpha_1}{\text{sen}\,\alpha_1\,\cos\alpha_1}} = \sqrt{\varepsilon_1}\,\sqrt{2\,g\,H}. \qquad (16)$$

Noi tuttavia abbiamo indicato come condizione del massimo effetto che V_1 sia normale all'uscita. Si avrebbe allora

$$\frac{v}{\cos\alpha_2} = u_2 \qquad u_1 = v\,\frac{\text{sen}\,\alpha_1}{\text{sen}\,(\beta - \alpha_1)};$$

e per $u_1 = u_2$, che dà la condizione teorica di lavoro senza reazione, si avrebbe

$$\frac{\text{sen}\,\alpha_1}{\text{sen}(\beta - \alpha_1)} = \frac{1}{\cos\alpha_2}. \qquad (17)$$

Nel caso speciale in cui si faccia $\beta = \alpha_2$ si otterrebbe $\text{tang}\,\beta = 2\,\text{tang}\,\alpha$. Tale ipotesi introdotta nella (13) darebbe per le turbine tubolari d'azione semplici

$$V = \sqrt{\varepsilon_1}\sqrt{g\,H.\frac{\text{sen}\,\beta}{\text{sen}\,\beta\cos^2\alpha_1 - \cos\beta\,\text{sen}\,\alpha_1\,\cos\alpha_1}} = \sqrt{\varepsilon_1}\sqrt{2\,g\,H}.\frac{1}{\cos\alpha_1} \qquad (18)$$

ottenuta dividendo sopra e sotto nel radicale per $\cos\beta$, e introducendo poi l'ipotesi $\text{tang}\,\beta = 2\,\text{tang}\,\alpha$. Qualunque sia l'ipotesi accettata, essendo α piccolissimo, β è sempre $< 90^\circ$ e la paletta è incavata a cucchiaio.

In definitiva, il funzionamento per azione semplice è secondo alcuni caratterizzato dalla relazione $\beta = 2\,\alpha$, da altri colla relazione $\text{tang}\,\beta = 2\,\text{tang}\,\alpha$.

Basti questo breve cenno sulle turbine tubolari d'azione. Noi vedremo in appresso quali sieno le forme pratiche in uso per le turbine di azione semplici, a getto libero o no.

2.° *Caso in cui la turbina funzioni a reazione.* Se una turbina agisce *a reazione* (turbina Jonval), osserviamo in primo luogo (vegganși le equazioni (13) e (14) nella forma trasformata mediante le tangenti) che il valore di V cresce col diminuire di β. Or, poichè V raggiunge il suo massimo nelle turbine d'azione, sarà il valore di tang. β maggiore nella turbina a reazione di 2 tang α (o secondo altri, sarà $\beta > 2\,\alpha$). Dalla (14) poi risulta che il valore di v cresce con β_1 e che l'influsso di questo angolo su v è inverso che su V. Il più piccolo valore di β corrisponde adunque al minor valore di v; *e cioè, per un dato carico sulla bocca di introduzione, la turbina agente per azione ha una velocità periferica più piccola di quella agente per reazione.*

I valori di β in uso nelle turbine a reazione superano al solito il valore di 90°.

a) Facciasi $\beta = 90°$: le (13) e (14) dànno.

$$V = \sqrt{\varepsilon_1}\,\sqrt{gH}\,\frac{1}{\cos\alpha_1} \qquad v = \sqrt{\varepsilon_1}\,\sqrt{gH}. \tag{19}$$

Il valore di α_1 è sempre piccolo, sicchè un carico alquanto minore della metà del totale agisce per reazione. Per maggior precisione possiamo dire che, dalle grandi alle piccole quantità d'acqua, α_1 varia fra 15° a 30°, e si hanno i risultati numerici seguenti:

Pongasi, semplificando la (18),

$$V = \sqrt{gH}\,.\,\frac{1}{\cos\alpha_1}.$$

e si scriva, che è lo stesso,

$$V = \sqrt{2g\,.\,\frac{H}{2\cos^2\alpha_1}}.$$

Il carico utilizzato per la velocità V alla introduzione sarà

$$\frac{H}{2\cos^2\alpha_1}$$

e quindi quello agente per reazione

$$H - \frac{H}{2\cos^2\alpha_1} = H\left(1 - \frac{1}{2\cos^2\alpha_1}\right).$$

Quindi sarà per

$\alpha_1 =$	15°	20°	25°	30°
$\cos^2\alpha_1 =$	0.966	0.882	0.820	0.750
$H\left(1 - \frac{1}{2\cos^2\alpha_1}\right) =$	$0.47\,H$	$0.43\,H$	$0.40\,H$	$0.34\,H$.

Questi numeri mostrano essere inesatto l'asserire, come si fa da alcuni, che nelle turbine a reazione con $\beta = 90°$ si utilizzi la metà del carico ad accelerare il moto dell'acqua; invece più di metà del carico è usato per imprimere all'acqua la velocità iniziale di introduzione, e meno della metà allo scopo della reazione. Vedesi che, in ogni caso, con $\beta = 90°$, valore spesso usato dai costruttori europei, si può arrivare a dare all'acqua una velocità di ammissione che corrisponde a $^2/_3$ della caduta, conservando solo $^1/_3$ del carico per l'accelerazione.

Ora, poichè nelle turbine assiali a sezione simmetrica, v è costante e perchè $u_2 = \dfrac{v}{\cos\alpha_2}$, sarà per la (18),

$$u_2 = \sqrt{\varepsilon_1}\,\sqrt{gH}\,\frac{1}{\cos\alpha_2}.$$

Se fosse ora $\alpha_2 = \alpha_1$ sarebbe anche $u_2 = V$ nel qual caso le direttrici del distributore e le palette della ruota mobile avrebbero forma analoga come risulta dalla fig. 189[1]. Il valore di u_2 rispetto ad u_1 sarebbe

$$u_2 = v \tang\alpha_1 = u_1 \cos\alpha_2 \tang\alpha_1; \quad \text{quindi} \quad u_2 = \frac{u_1}{\tang\alpha_1 \cos\alpha_2}$$

e, per essere α_1 ed α_2 piccolissimi, u_2 è notevolmente $>$ di u_1

b) per $\beta = 90° + \frac{\alpha_1}{2}$ (fig. 189²) si otterrebbe

$$V = \sqrt{\varepsilon_1}\sqrt{\frac{gH}{\cos\alpha_1}}, \quad v = \sqrt{\varepsilon_1}\sqrt{\frac{gH}{\cos\alpha_1}} \quad \text{cioè} \quad V = v. \tag{20}$$

Si dimostra che il valore di u_1 per $\beta = 90 + \frac{\alpha_1}{2}$ è il minimo. Infatti

$$u_1 = v \cdot \frac{\operatorname{sen}\alpha_1}{\operatorname{sen}(\beta - \alpha_1)}$$

e posto per v il valore dedotto dalla (14)

$$\left.\begin{aligned} u_1 &= \sqrt{\varepsilon_1}\sqrt{gH\frac{\operatorname{sen}(\beta-\alpha_1)}{\operatorname{sen}\beta\cdot\cos\alpha_1}\cdot\frac{\operatorname{sen}^2\alpha_1}{\operatorname{sen}^2(\beta-\alpha_1)}} = \\ &= \sqrt{\varepsilon_1}\sqrt{\frac{\operatorname{sen}_2\alpha_1}{\operatorname{sen}(\beta-\alpha_1)\operatorname{sen}\beta\cos\alpha_1}}; \end{aligned}\right\} \tag{21}$$

perchè u_1 sia minimo, occorre sia massimo sen $(\beta - \alpha_1)$sen β. Sviluppato questo termine ricavasi

$$(\operatorname{sen}^2\beta - {}^1/_2 \operatorname{sen} 2\beta \operatorname{tang}\alpha_1)\cos\alpha_1,$$

e differenziato rispetto a β, eguagliando a zero la derivata, ottiensi

$$\operatorname{sen} 2\beta - \cos 2\beta \operatorname{tang}\alpha_1 = 0 \quad \text{cioè} \quad \cot 2\beta = \cot\alpha_1 \quad \text{cioè} \quad \beta = 90 + {}^{\alpha_1}/_2. \tag{22}$$

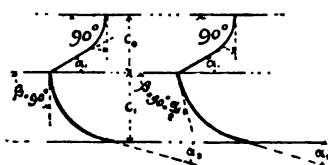



Fig. 189¹·².

I valori relativi di α e β dànno la misura del grado di reazione.

Si ha una turbina a reazione per tang $\beta > 2$ tang α_1 (ovvero $\beta > 2\alpha_1$) e $\beta <$ di $90° + {}^{\alpha_1}/_2$. I limiti ordinari di β sono 90° e $90° + {}^{\alpha_1}/_2$ con che la paletta della ruota non ha forma incavata.

Da quanto è detto risulta provato che non possono aversi gradi di reazione maggiori di quelli che corrispondono a

$$\beta = 90^0 + \frac{\alpha_1}{2}.$$

In questo caso la velocità di ammissione è data dalla (19) semplificata nella forma

$$V = \sqrt{\frac{gH}{\cos\alpha_1}}$$

che ponesi sotto la forma

$$V = \sqrt{2g\frac{H}{2\cos\alpha_1}};$$

cioè la velocità di ammissione dipende da un carico $\frac{H}{2\cos\alpha_1}$, quindi il carico agente per reazione sarà

$$H - \frac{H}{2\cos\alpha_1} = H\left(1 - \frac{1}{2\cos\alpha_1}\right)$$

e cioè per

$$\alpha_1 = 15^\circ \qquad 20^\circ \qquad 25^\circ \qquad 30^\circ$$

$$\cos\alpha_1 = 0.966 \qquad 0.939 \qquad 0.906 \qquad 0.866$$

$$H\left(1 - \frac{1}{2\cos\alpha_1}\right) = 0.48\,H \qquad 0.47\,H \qquad 0.45\,H \qquad 0.42\,H.$$

Se perciò si ritiene conveniente, come nelle turbine americane,

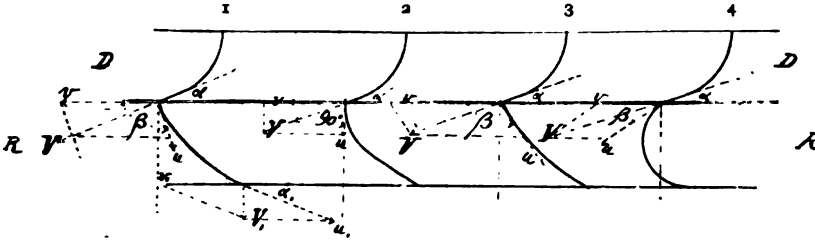



Fig. 190.

l'aumento del grado di reazione, converrà preferire quel valore di β che dà il grado massimo per questa, e cioè

$$\beta = 90 + 2\,\alpha_1 .$$

I profili di palette raccolte nella fig. 190 servono a precisare le varie forme che queste assumono variando il carico agente per reazione.

La 4 corrisponde a $\beta = 2\,\alpha_1$ (turbina d'azione),
la 2 " $\beta = 90^\circ$,
la 3 " $\beta = 90^\circ + 2\,\alpha_1$,
la 1 ed a valori di β intermedi fra 90 e $90 + 2\,\alpha$.

7. Coefficiente di effetto utile delle turbine Jonval. — Gli elementi che limitano l'effetto utile delle turbine sono costituiti da resistenze idrauliche (perdite di caduta, fughe d'acqua) e da resistenze di attrito. La più parte di queste sono comuni anche agli altri tipi di turbine; esaminandole ora con un certo dettaglio, i risultati potranno servire pei diversi motori che prenderemo in esame.

1.° Le *resistenze idrauliche* dal canale di arrivo al canale di scarico constano delle resistenze d'attrito nello scorrere dell'acqua sulle pareti dei tubi e dei canali, delle resistenze provocate dalle curvature e deviazioni cui l'acqua è soggetta nel muoversi fra le direttrici del distributore e le palette della ruota mobile, dai bruschi cambiamenti di sezione causati dallo spessore delle direttrici e delle palette, e dal movimento di queste ultime sotto alle prime.

a) Dal livello d'arrivo al punto in cui l'acqua entra nel distributore, se u è la velocità che l'acqua possiede nel tubo di arrivo, si ha una perdita di $\frac{\xi \cdot u^2}{2g}$. Se la caduta è piccola, e il distributore della turbina è disposto sul fondo d'una camera libera, tali resistenze sono trascurabili. Non così se la condotta d'acqua al distributore è molto lunga. In tal caso — se il tubo di arrivo è metallico, il suo sviluppo è l ed il diametro d,

— la perdita è

$$\xi \frac{l}{d} \frac{u_2}{2g} = 0{,}020 \, . \, \frac{l}{d} \frac{u^2}{2g} \, . \tag{23}$$

Le direttrici non alterano, nella loro parte superiore, la direzione del moto dell'acqua: ma il loro spessore, s_0, provoca però una contrazione della vena liquida, la quale corrisponde ad una perdita di carico

$$\left(u - u \frac{t_0 - s_0}{t_0}\right)^2 \frac{1}{2g} = \left(\frac{s_0}{t_0}\right)^2 \frac{u^2}{2g}, \tag{24}$$

generalmente trascurabile se le direttrici sono in lamiera di sottile spessore, quindi s_0 assai piccolo rispetto a t_0.

Più notevole riesce la resistenza al moto dell'acqua fra i canali del distributore, essendo forte la velocità che quivi essa possiede: questa resistenza è, nelle turbine a reazione, analoga a quella che si verifica nei condotti della ruota mobile riempiuti d'acqua, e prende la forma $\xi_1 \, {}^{V^2}\!/_{2g}$; però V è variabile dal sommo al punto più basso del distributore, poichè variano le dimensioni a e b (larghezza ed altezza del canale distributore). Se V_m e V_n sono i valori estremi di V, e si considerano per a e b i loro valori medi, e si indica con l la lunghezza sviluppata del canale, si ha:

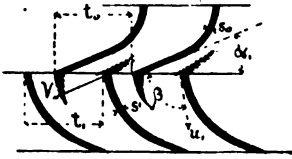



Fig 191.

$$\xi_1 \frac{V^2}{2g} = 0.018 \, . \, \frac{a+b}{2ab} \, l \, . \, \frac{V_m^2 + V_n^2}{2} \, \frac{1}{2g} \, . \tag{25}$$

Nel percorso del distributore si hanno ancora le resistenze provenienti dalla curvatura del medesimo; supposto che la direzione ne sia circolare, col raggio esterno R ed interno r (cioè $R - r = a$) si avrebbe

$$\xi_2 \frac{V^2}{2g} = \left\{0.124 + 3.14 \left(\frac{r}{R}\right)^{7/2}\right\} \frac{V_m^2 + V_n^2}{2g \, . \, 2} \, . \tag{26}$$

Le formole (23) a (26) dànno le resistenze corrispondenti nell'intervallo, a partire dal livello di arrivo al punto in cui l'acqua sbocca sulla ruota mobile; esse si ponno esprimere in funzione di H o di V colla

$$\varrho_1 H = \varphi_1 \, {}^{V^2}\!/_{2g} \, . \tag{27}$$

Il valore medio di φ_1 varia da $0.08 \sim 0.1$.

b) All'entrata dell'acqua sulla ruota mobile si verifica una contrazione, causata dallo spessore delle direttrici e delle palette. Nel movimento della ruota mobile la vena liquida (nella parte tratteggiata della fig. 191), di fronte all'ultimo elemento del distributore ed al primo della ruota mobile, subisce uno strozzamento cui corrisponde una perdita di carico.

Lo strozzamento è rappresentato

$$\left.\begin{array}{ll} \text{sul distributore, da} & \dfrac{t_0 - {}^{s_0}\!/_{\operatorname{sen} \alpha_1}}{t_0} = \dfrac{1}{\mu} \\[2ex] \text{sulla ruota mobile, da} & \dfrac{t_1 - {}^{s_1}\!/_{\operatorname{sen} \beta}}{t_1} = \dfrac{1}{\mu_1} \end{array}\right\} . \tag{28}$$

La perdita di carico sarà perciò

pel distributore $\frac{1}{2g} V^2 (\mu - 1)^2$ e per la ruota $\frac{1}{2g} u_1{}^2 (\mu_1 - 1)^2$. (29)

Questa perdita *all' ingresso sulla ruota mobile* si può calcolare come una frazione della caduta o della velocità di introduzione

$$\varrho_2 H = \varphi_2 \, V^2/2g ,$$

variando

$$\varphi_2 = 0.06 \sim 0.08. \qquad (30)$$

Si diminuisce la perdita appuntando le palette della ruota, il che tuttavia è causa di alterazione α nella direzione di V. Nelle turbine d'azione a getto libero tale perdita viene considerevolmente ridotta.

c) Durante il percorso della ruota mobile si verificano due resistenze, calcolabili al modo stesso con cui si dedussero quelle rappresentate dalle formule (25) e (26), introducendo gli elementi relativi della ruota mobile, e cioè i valori medi di a_1, b_1 ed a_2, b_2 ed il valore $^1/_2 \frac{u_1{}^2 + u_2{}^2}{2g}$.

Si avrà come sopra

$$\varrho_3 H = \varphi_3 \, u_1{}^2/2g$$

essendo

$$\varphi_3 = 0.1 \sim 0.22. \qquad (31)$$

d) All'uscita dalla ruota mobile è perduto il carico $V_1{}^2/2g$; esso è ordinariamente tale che basta a vincere la resistenza sul percorso residuo per giungere allo scarico. Si potrà scrivere

$$\varrho_4 H = V_1{}^2/2g . \qquad (32)$$

Dall'esame di queste resistenze risulta il valore di ε_1, adoperato nella formola (12) e successive:

$$1 - (\varrho_1 + \varrho_2 + \varrho_3 + \varrho_4) = \varepsilon_1 \qquad (33)$$

coefficiente di *effetto utile idraulico* ($\varepsilon_1 H : H$). Il valore medio di ε_1 oscilla fra 0.80 ~ 0.88; quindi $\sqrt{\varepsilon_1} = 0.90 \sim 0.94$. (V. formole 14-15.)

2.° Oltre alle perdite di carico si verificano nella Jonval perdite di portata. Effetto della pressione sotto cui tali turbine lavorano è di far sfuggire, traverso il gioco fra turbina e distributore, una determinata quantità d'acqua q, perduta pel lavoro della turbina. In corrispondenza al gioco la pressione idrostatica è

$$H - (1 + \varphi_1) \frac{V^2}{2g} \text{ (v. formula 27);}$$

quindi, approssimativamente,

$$q = \mu \cdot 2 \cdot (2 \pi r) 6 \sqrt{H - (1 + \varphi_1) \frac{V^2}{2g}} \qquad (34)$$

$$\varphi = 0.08 \sim 0.1 ; \quad \sigma = 2 \sim 3 \text{ mm.}; \quad \mu = 0.5.$$

Per corone incastrate $\mu = 0.3$ (fig. 192).

3.° Vi è infine a considerare il *lavoro perduto per attrito* sul perno di base della turbina, per la pressione P diretta lungo l'asse dell'albero.

P componesi: del peso G_1 delle parti che caricano il perno (ruota mobile, albero, ingranaggi) diminuito di quella porzione O che corrisponde all'immersione delle parti pesanti nell'acqua, del peso G dell'acqua contenuta nella ruota mobile, e della pressione esercitata dall'acqua su questa:

$$P_1 = 2\pi r b_1 \left[H - (1 + \varphi_1) \frac{V^2}{2g} \right] 1000;$$

e della pressione assiale P_2, data dalla componente dallo sforzo periferico dell'ingranaggio conico motore. In totale, la pressione è

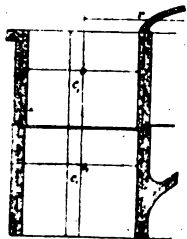



Fig. 192.

$$P = G_1 - O + G + P_1 + P_2 \qquad (35)$$

producente un lavoro d'attrito sul perno pieno di base di raggio r_0 che ha il valore

$$\tfrac{1}{2} P f . r_0 \, \omega. \qquad (36)$$

L'equazione (35) dà anche modo di calcolare il perno.

L'albero è sostenuto anche da supporti a collare che consumano a loro volta un lavoro per attrito. Il coefficiente di effetto utile organico dicasi $(1 - \varepsilon_2)$; esso varia da 0.05 — 0.10 del lavoro disponibile $1000\, Q\, H$.

8. *Effetto utile teorico delle turbine Jonval.* — Cogli elementi raccolti si può giudicare dell'*effetto utile* totale teorico η di queste turbine.

$$\eta = \frac{\varepsilon_1 H(Q - q)}{QH} - \varepsilon_2 = \varepsilon_1 (1 - q/Q) - \varepsilon_2 . \qquad (37)$$

Quindi il lavoro effettivo in cavalli.

$$N_e = \frac{1000\, Q\, H}{75} [\varepsilon_1 (1 - q/Q) - \varepsilon_2). \qquad (38)$$

I valori medi della (37) per la Jonval sono:

$$\varepsilon_1 = 0.85 - 0.80 \qquad q/Q - 0.02 \sim 0.03 \qquad \varepsilon_2 = 0.05 \sim 0.10.$$

Risulta perciò al massimo $\eta = 0.80$, e nei casi ordinarii può ritenersi $\eta = 0.70 \sim 0.75$.

Per sensibili variazioni di portata, il valore di η si riduce di tanto da escludere l'uso di queste turbine quando non siano provvedute dei convenienti sistemi di otturamento, come è stato fatto nelle turbine americane.

9. *Tracciamento di una turbina Jonval* (turbina assiale, a reazione). — Quando si procede al calcolo d'una turbina (come per un motore idraulico qualsiasi) sono dati il volume d'acqua Q e la caduta H. Consideriamo separatamente i diversi elementi; distributore e ruota mobile.

1.° *Distributore.* Si fissa il valore di α_1 variabile fra $15° \sim 25°$; il più piccolo per le grandi cadute, il maggiore per le cadute piccole e i grandi volumi. Scegliesi ordinariamente per β (angolo di v ed u_1) il valore di 90° e in ogni caso fra 90° e $90° + \alpha_1/2$. Più grande è β, fra i limiti

detti, maggiore è il lavoro della turbina a reazione: questo diverrebbe nullo per $\tang \beta > \tang 2\alpha_1$, o, colla regola antica, per $\beta > 2\alpha_1$.

Si trova allora colla (14)

$$V = \sqrt{\varepsilon_1} \sqrt{\frac{\operatorname{sen}(\beta - \alpha_1)}{\operatorname{sen}\beta \cos\alpha_1}},$$

che per $\beta = 90°$ darebbe

$$V = \sqrt{\varepsilon_1} \sqrt{gH} \frac{1}{\cos\alpha_1}$$

e per

$$\sqrt{\varepsilon_1} = 0.90 - 0.92$$

$$V = (0.90 \sim 0.92) \sqrt{gH} \frac{1}{\cos\alpha_1}.$$

Noto V, si ha il grado del lavoro a reazione. Calcolato V si può trovare v graficamente componendo il parallelogrammo [se v non si determina direttamente colla (15)].

Se fosse noto i_0 (numero delle direttrici), s_0 (loro spessore) ed r raggio medio della turbina, perchè il distributore possa smaltire il volume Q sarà:

$$2\pi r \,.\, \operatorname{sen}\alpha_1\, b_0 - i_0\, s_0\, b_0 = \frac{Q}{V}. \tag{39}$$

Ordinariamente b_0 si assume come frazione di r, cioè $b_0 = \gamma r$ quindi:

$$2\pi r^2 .\, \operatorname{sen}\alpha_1 \,.\, \gamma - i_0\, s_0\, \gamma r = \frac{Q}{V}; \tag{40}$$

e posto che $i_0 s_0 \gamma r$ sia una frazione $(1 - \psi)$ di $2\pi r^2 \operatorname{sen}\alpha_1\, \gamma$, si avrebbe

$$r = \sqrt[2]{\frac{Q/V}{2\pi \operatorname{sen}\alpha_1\, \gamma \,.\, \psi}}. \tag{41}$$

Si dà a γ un piccolo valore, perchè la direzione dei filetti non si allontani di troppo da quella del filetto medio. Tiensi perciò $\gamma = 0.1 \sim 0.05$, secondo che sen α_1 varii da $0.4 \sim 0.25$, e si assume $\psi = 0.90$. Donde si hanno i valori estremi approssimati di r.

$$r = \sqrt[2]{\frac{Q/V}{2\pi \operatorname{sen}\alpha_1\, \gamma\, \psi}} = 1.10 \sqrt[2]{Q/V} \sim 2 \sqrt[2]{Q/V} \tag{42}$$

adottando il primo valore se la caduta è piccola e grande la portata, ed il secondo se avviene l'inverso.

Su questo valore approssimato di r si sceglie i_0, fissando dapprima il passo t_0 (sulla periferia media) colla formula empirica $t_0 = 0.15\sqrt{2r}$, quindi $i_0 = \frac{1}{t_0} 2\pi r$, adottando poi per i_0 il numero intero più vicino, e correggendo con esso il valore di t_0. Si sceglie s_0 da 2 a 6 mm. per direttrici in ferro, da 6 a 14 mm. per direttrici in ghisa, a seconda del diametro. Il valore ottenuto per i_0 non è però assoluto e può essere modificato; con un grande i_0 si assicura meglio alla massa fluida la direzione stabilita; con un piccolo i_0 si scemano le resistenze di attrito. In ogni caso i_0 varia fra $12 \sim 24$.

Coi valori di i_0 e s_0, γ, α, V, si calcolerà colla (40), il valore preciso di r. Se r riescisse troppo piccolo, si diminuiscono i valori di α_1 e di γ. Coi dati numerici indicati, r assume d'ordinario un valore conveniente.

1.° *Tracciamento delle direttrici* (fig. 193). Portato il passo $xx = t_0$ e condotte pei punti xx delle direttrici inclinate di α_1, aggiungendovi lo spessore, la loro minima distanza è $a_0 = Q : i_0\, b_0\, V$. L'altezza arbitraria del distributore c_0 si fissa colla formula empirica $c_0 = 0{,}6\, r \sim 0{,}4\, r$. Le direttrici si terminano superiormente ad angolo retto.

Lo sviluppo loro deve essere tale da assicurare la guida al movimento dell'acqua; il loro profilo è, alla parte inferiore, rettilineo, alla parte superiore foggiato ad arco di circolo o di parabola, in questi due modi:

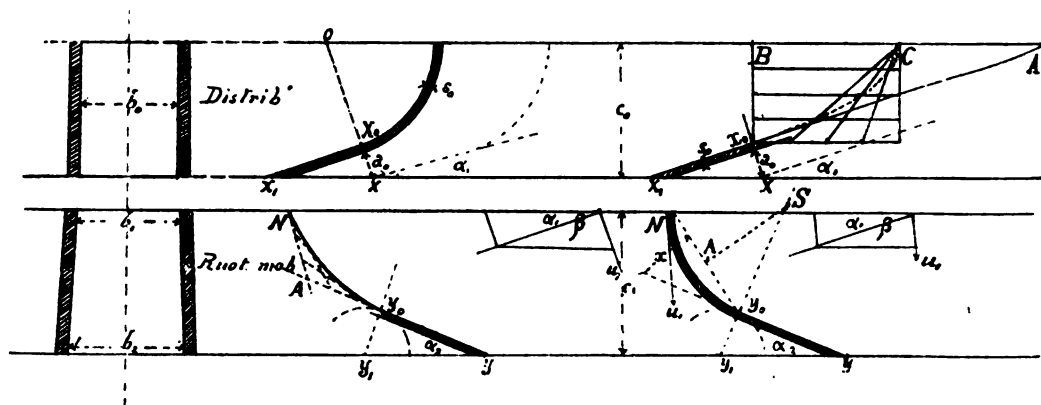



Fig. 193.

a) per direttrice ad arco di circolo: si prolunga la xx_0 fino in O, centro dell'arco di circolo che completa la direttrice; *b*) per direttrice parabolica: tirati $x\,x_1$ ed $x_1\,x_0$ come sopra, prolungasi $x_1\,x_0$ fino ad A, e conducesi la normale $x_0\,B$. Il punto di mezzo, C, di $B\,A$ è il vertice della parabola, che si costruisce per punti tangente ad $x_0\,A_0$, come del resto la figura indica.

2.° *Ruota mobile.* L'altezza c_1 della corona si tiene poco maggiore di quella del distributore, specie se più sensibile è la curvatura delle palette. La lunghezza b_1 dei canali all'introduzione tiensi $= b_0 + (4 \sim 10)$ mm. allo scopo di impedire che l'acqua urti contro le corone laterali. La larghezza radiale della ruota tiensi generalmente costante; allora $b_2 = b_1$; talvolta però le corone si fanno leggermente divergere, si che $b_2 > b_1$. Determinato col parallelogrammo il valore di u_1, il valore di u_2 si ha dalla

$$\frac{u_2^2}{2g} = \frac{u_1^2}{2g} + H_1 - \varphi_2 \frac{u_1^2}{2g} \tag{43}$$

dove H_1 rappresenta la parte di caduta che agisce per *reazione*, data da

$$H_1 = H - \frac{V^2}{2g}(1 + \varphi_1 + \varphi_2)$$

essendo

$$\varphi_1 = 0.10 \quad \varphi_2 = 0.08;$$

quindi, per

$$\varphi_2 = 0.30,$$

si ha

$$u_2 = 0.95 \sqrt{u_1^2 + 2 g H_1}. \tag{44}$$

L'apertura di scarico della ruota mobile sarà quindi

$$Q = a_2 . b_2 . u_2 . i_1 ;$$

si assume $i_1 = 1.3\, i_0$ circa, ed in genere da 16 a 36. Ottiensi allora

$$a_2 = \frac{Q}{i_1\, b_2\, u_2}; \tag{45}$$

e fissato lo spessore $s_2 = s_1 = {}_{10}$ (ghisa) si trova α_2 colla sen $\alpha_2 = \frac{t_1}{a_2 + s_2}$.
Il valore di t_1 evidentemente è noto dalla $\frac{2\pi r}{i_1} = t_1$. Il valore di α_2 diminuisce con a_2 quindi col crescere di b_2; converrà perciò tenere $b_2 > b_1$ (nella Jonval da $1.20\, b_1 \sim 1.30 b_1$). Questo aumento di larghezza, caratteristico nelle Girard, non lo è nelle Jonval, nelle quali u_2 è sempre maggiore, a parità di condizioni, quindi piccoli risultano α_2 ed α_2. La forma della corona può esser quella della fig. 194. Si terrà, per evitare ostruzione dei condotti, $a_2 > 30 \sim 40$ mm.

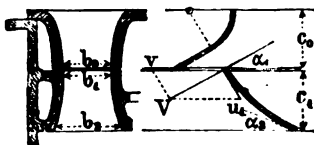



Fig. 194.

Il tracciato delle palette può farsi parabolico o ad arco di circolo (fig. 193). Trovata col parallelogrammo la direzione di u_1 prendesi come centro un punto qualunque y, sulla corona di fondo, e tracciasi un circolo di raggio $a_2 + s_2$; fatto $y_1 y = t_1$, e condotta per y la tangente, si ha l'angolo α_2. La parte della paletta al di sopra di y_0 si compie come arco di parabola, costruita come indica la figura, essendosi fatto AN parallela ad u_1 ed $AN = Ay_0$. Per $\beta = 90°$, può adottarsi la stessa costruzione fatta per le direttrici del distributore. Talvolta si fanno le palette con un profilo interamente circolare al di sopra di y_0, come dimostra il secondo tracciato (fig. 193) a destra). Formasi allora colla direzione $y y_0$, in y_0, l'angolo

$$x = {}^1\!/_2 \, (180° - \beta - \alpha_2),$$

tirando la $y_0 N$ che si divide a metà in A; dove la normale in A ad $N y_0$ incontra la $y_1 y_0$ prolungata, cioè in S, si ha il centro della paletta.

Completiamo con alcune osservazioni i dati precedenti.

1.° Può essere talvolta richiesto con quale legge avvenga in queste turbine, i cui canali sono al completo ripieni d'acqua, il movimento della colonna fluida (fig. 195). Noi abbiamo supposto costante lo spessore delle palette, e quindi costante la distanza fra le palette, misurata orizzontalmente. Si può allora trovare, dato il cammino relativo AF della vena fluida, la sua traiettoria assoluta. La molecola d'acqua che entra per A, dopo il tempo t è arrivata in C. La componente verticale della velocità relativa u_1 è u_x, costante per b_1 costante. Se x è la distanza verticale percorsa dalla molecola per arrivare in C, si avrà $t = x : u_x$ e

poichè, nello stesso tempo, il punto C avrà percorso uno spazio orizzontale $C C_1$; sarà $C C_1 = v t$. Si ponno così avere tutti i punti del cammino assoluto di A. È evidente che potrebbe assumersi a priori una forma particolare del cammino relativo AF, in guisa da modificare nei vari punti lo spessore della paletta, sempre colle condizioni, che il condotto sia pieno d'acqua, e non si verifichino cambiamenti bruschi di velocità.

2.° Se il tracciamento della ruota fosse fatto con $\beta < 90°$, dando alla turbina un piccolo grado di reazione, la paletta diverrebbe concava

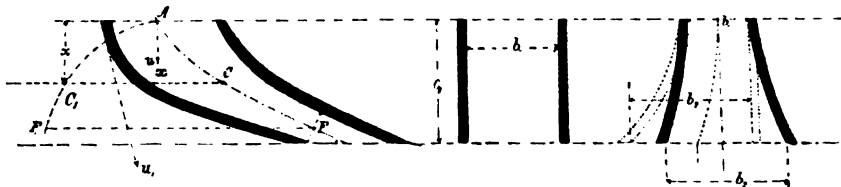



Fig. 195.

a forma di cucchiaio, e ciò tanto più quanto più β è piccolo. In tal caso, poichè u_1 tende ad avvicinarsi al valore di u_2, le variazioni della sezione nel condotto della ruota, normale al moto dell'acqua, decrescono meno rapidamente che nelle turbine a reazione, e la paletta assume spessore non uniforme (fig. 196) più o meno diverso a seconda dei valori di b_1 e b_2. Quanto meno la turbina lavora a reazione, tanto più è necessario lo svasamento della corona, se il valore di α_2 deve riescire piccolo.

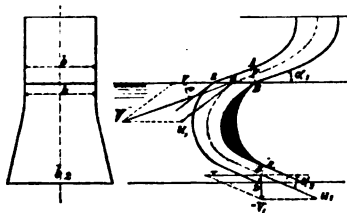



Fig. 196.

3.° Se si tiene $b_2 > b_1$ è preferibile portare l'allargamento $b_2 - b_1$ da una sola parte della mezzeria, per obbedire in qualche modo all'effetto della forza centrifuga. In tal caso il filetto medio all'uscita possiede una velocità v_1 diversa da v ($v_1 > v$) e quindi il valore di u_2 della (43) diventa

$$u_2 = 0{,}95 \sqrt{u_1 + 2 g H_1 + v_1^2 - v^2}. \qquad (46)$$

4.° Le turbine assiali posseggono palette e direttrici elicoidali. Ne viene che, pei filetti liquidi che non corrispondono alla sezione sulla periferia media della corona, non è soddisfatta la condizione di ingresso senz'urto e di uscita colla minima velocità. Questo fatto è causa di una perdita che verrà esaminata in appresso.

10. Disposizioni di impianto delle turbine Jonval. — Le disposizioni d'impianto delle turbine a reazione possono essere diverse secondo l'altezza della caduta e la giacitura del motore rispetto al livello di scarico. Già colla fig. 182 ne sono indicati schematicamente due esempi comuni. Se la caduta è assai piccola ($0^m.8 - 1$) la ruota mobile della turbina è immersa nel canale di scarico; per cadute medie la turbina è collocata ad una certa altezza sul livello di scarico, ma in modo che (fig. 182) il distributore trovisi sul fondo d'una camera cui mette capo il canale di arrivo.

La fig. 197 offre una disposizione analoga, che differisce dalla figura 182ª per essere le palette della ruota mobile racchiuse fra due corone, e per esserne il contorno esterno distaccato, come quello del distributore, dal tubo di scarico della turbina, nonchè per essere il perno della turbina riportato in alto (e potrebbe esserlo fin fuori del livello d'acqua) giusta il sistema del perno Girard. L'efflusso nel canale di scarico è regolato da una paratoia a cannocchiale *a a,* manovrabile dall'alto.

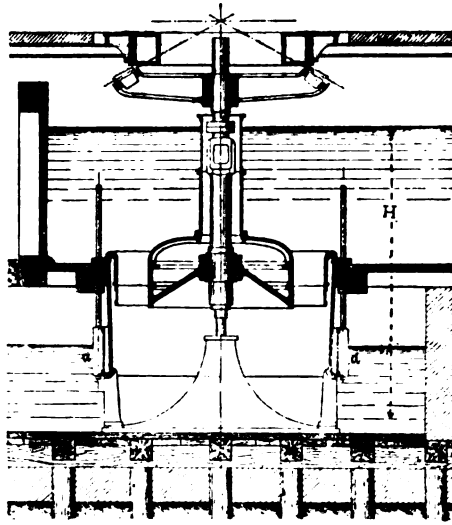



Fig. 197.

Per grandi cadute, nel qual caso l'acqua è guidata sulla turbina con condotta forzata, si ha la disposizione della fig. 198. Il tubo di scarico è ancora provvisto di paratoia a cannocchiale. In questa turbina, a condotta forzata, l'asse può essere anche disposto orizzontalmente, specie se il diametro della turbina è piccolo e grandissima la caduta. Ne è esempio la fig. 199 in cui notisi che, alla solita paratoia a cannocchiale, è sostituito un otturatore a farfalla.

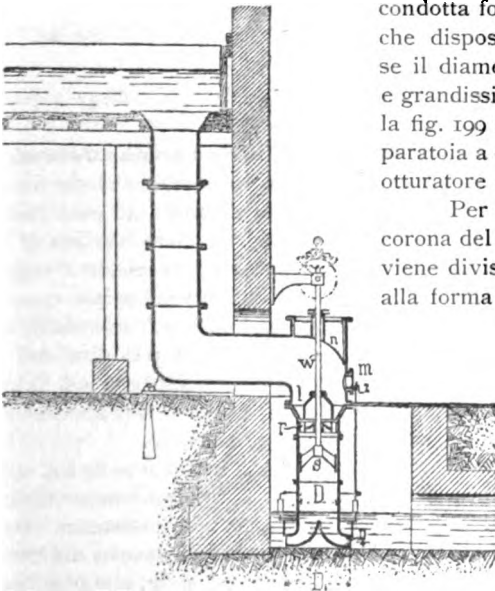



Fig. 198.

Per grandi quantità d'acqua la corona del distributore e della turbina viene divisa in due o tre parti, come alla forma di costruzione adottata da Bell e da Escher-Wyss e C., indicata nella fig. 200. È bene che le larghezze parziali componenti la corona sieno tali da dividere in parti eguali l'area totale anulare del distributore e della ruota mobile. È questo, come vedremo un sistema razionale per l'otturamento della turbina.

Per grandi cadute la ditta Escher-Wyss ha proposto l'uso di una turbina a reazione equilibrata (fig. 201). Perciò, sono disposte sullo stesso

asse due turbine a reazione, con direttrici e palette tali che il moto abbia luogo per entrambi nello stesso senso. Se le due turbine sono eguali, la pressione d'acqua si equilibra, gravitando solo sul perno il peso proprio della turbina; se, come nella figura, la turbina superiore ha diametro alquanto maggiore dell'inferiore, potrà essere equilibrato anche il peso della turbina. C tubo di arrivo, a camera

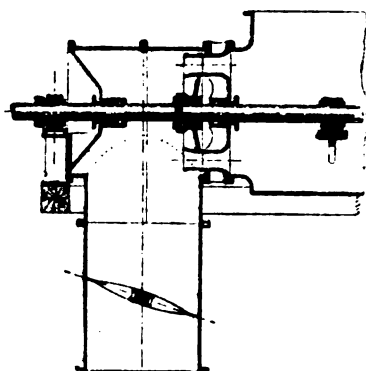



Fig. 199.

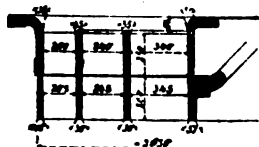
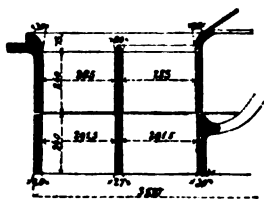



Fig. 200.

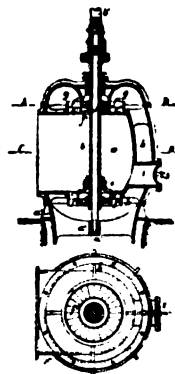



Fig. 201.

della turbina. Il tubo di scarico della turbina superiore si collega a quello dell'inferiore.

11. Sistemi regolatori od otturatori nelle turbine Jonval. — Una turbina si calcola per quelle condizioni che corrispondono al suo lavoro ordinario; ora può avvenire che: 1.° sia minore il lavoro ad essa richiesto; 2.° che in un modo affatto indipendente dalla volontà variino il volume Q e la caduta H. In entrambi i casi necessita un sistema regolatore, con manovra a mano od automatica; ma, mentre nel primo caso un sistema regolatore qualsiasi, anche se diminuisca l'effetto utile della turbina riescirebbe egualmente adatto allo scopo, così non può dirsi del secondo, in cui le diminuzioni di Q e di H portano diminuzioni nel lavoro assoluto, ed è quindi tanto più necessario che, a causa dell'apparecchio regolatore, l'effetto utile della turbina non venga scemato.

Quasi esclusivamente adoperato è il sistema indicato nelle fig. 198 e 199 con cui si provvede il tubo di scarico d'una paratoia a cannocchiale, o d'una valvola a farfalla, impedendo così, per la maggior resistenza creata al passaggio dell'acqua nel tubo di scarico, che la turbina assorba dal canale di arrivo una portata maggiore della portata Q disponibile, che è nel caso presente minore dell'ordinario. Con opportuna manovra della paratoia cilindrica o della valvola, mantiensi la turbina adescata: ma, la minor velocità creata per tal modo alla introduzione dell'acqua sulla ruota mobile altera le condizioni del tracciamento eseguito collo scopo di raggiungere il miglior effetto utile.

Altri metodi proposti, per rendere atta la turbina a funzionare con portate minori del normale, consistono nel chiudere completamente, con uno dei sistemi che saranno indicati per le turbine Girard un certo numero di condotti del distributore o con registri verticali *a a a*, o con una piastra di chiusura *c d* (fig. 202). Anche tali *sistemi di otturamento*, intesi ad ottenere la parzialità della turbina, portano seco una perdita notevole di effetto utile. Infatti, per l'esistenza, del lavoro a reazione, quando un condotto B passa nel movimento sotto i condotti chiusi dal distributore, è sospeso il trasmettersi della pressione idrostatica che deve accelerare la velocità dell'acqua lungo la ruota mobile, concorrendo in buona parte al lavoro disponibile. Di più, ogni condotto B_1, quando sia estinta la forza viva dell'acqua che vi scorre, si riempie d'acqua stagnante che, al ripassare del condotto stesso sotto i canali direttori aperti, produce una nuova perdita di forza viva per l'urto della colonna fluida che tende ad entrarvi. A queste due cause precipue, altre se ne aggiungono, quali il raccogliersi dell'aria nell'alto dei condotti B_1, e la interruzione del movimento dell'acqua durante il passaggio da B e B_1. Per volumi d'acqua

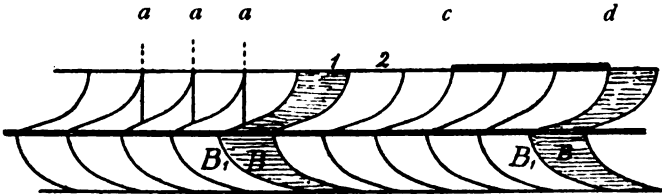



Fig. 202.

che scemino sensibilmente, l'effetto utile si abbassa in forte misura: per la metà di Q esso discende nella Jonval da 0.75 a 0.35.

I sistemi indicati non sono perciò atti a dare alle Jonval un costante effetto utile; converrà quindi, per tal ragione, che esse lavorino con volumi d'acqua costanti e sempre come *turbine complete*. La *parzialità* del distributore è quindi da escludere nelle turbine a reazione.

Un migliore risultato che i sistemi di otturamento applicati al distributore, offre il sistema di otturamento *Bilfinger,* applicato alla corona inferiore della ruota mobile della Jonval (fig. 203). Sotto il distributore $D D$ sta la ruota mobile $T T$, formata di 4 quadranti ed i cui condotti sono successivamente, per ogni quadrante, disposti in modo da divergere dall'asse e da convergere al medesimo. Sotto la ruota mobile, così formata (per cui lo scarico dell'acqua non avviene su un anello continuo) è disposto il disco S, il quale si trova, nella fig. 203, in posizione da aprire tutti i condotti. Se tale disco, che è girevole colla ruota, può essere fatto ruotare rispetto ad essa di 90° gradi, si chiuderanno tutti condotti ed il passaggio dell'acqua sarà sospeso. Con una rotazione più piccola si chiude quel numero di condotti che vuolsi, in egual misura per ogni quadrante. Le parti otturatrici del disco S presentano all'estremo le stesse inclinazioni delle palette della ruota. Il moto relativo di S rispetto a T è ottenuto nella figura con un sistema applicato al perno Girard. Si tratta di

due alberi cavi in ghisa che circondano il palo fisso, sull' interno dei quali è calettato il disco S, e sull'esterno la ruota, entrambi animati insieme da moto di rotazione, ma con un meccanismo esterno girevoli uno rispetto all'altro. Con tale sistema è evitato che l'acqua, passando traverso la, ruota perda la pressione idraulica che possiede, senza trasformarla in lavoro, all'atto che i condotti della ruota mobile passano sotto quelli del distributore otturato.

In ogni caso un sistema di otturamento perfetto non potrebbe aversi se non quando — stabilito il principio di dover mantenere per ogni condotto del distributore e della ruota mobile la continuità della massa fluida, — le sezioni dei canali del distributore e della ruota mobile si possano modificare sempre nell'ugual rapporto, come si otterrebbe se si producesse

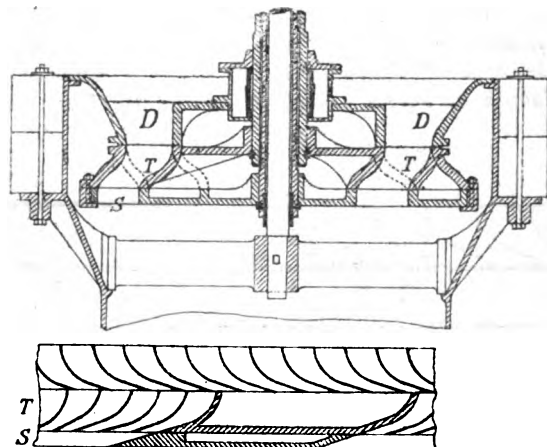



Fig. 203.

un movimento radiale all' infuori o all'indentro di una delle corone della ruota mobile e del distributore; tal sistema si risolverebbe nel conservare sempre la turbina completa, modificando i valori di b a seconda delle variazioni di Q. La realizzazione pratica di questa idea si presenta assai difficile nelle turbine assiali per qualunque variazione del volume Q, e finora infatti non è stata trovata una soluzione soddisfacente; ma vi corrisponde, per variazioni determinate di Q, il sistema a doppia o tripla corona e in genere a corona multipla, rappresentato colla fig. 200 ed in una scala più completa colla fig. 204; si vede in esse come, mediante copertura metallica manovrata dall'alto, si possa chiudere la corona interna. Riesce alquanto spostato il filetto medio; ma sono del resto minime le variazioni che ne risultano pel numero dei giri.

Queste turbine Jonval assiali a corona multipla sono oggi adoperate con una certa frequenza; ne è esempio l'applicazione fattane a Sciaffusa. L'impianto di una turbina è rappresentato nella fig. 205 in sezione e il dettaglio della turbina stessa nelle fig. 206[1-4]. La turbina interna possiede il meccanismo di chiusura costituito di tanti registri verticali quante sono

Fig. 204.

Fig. 205.

Dettaglio della turbina fig. 205.

Sezione di mezza turbina – otturatore applicato alla turbina interna (vista e pianta) – sopporto di base.

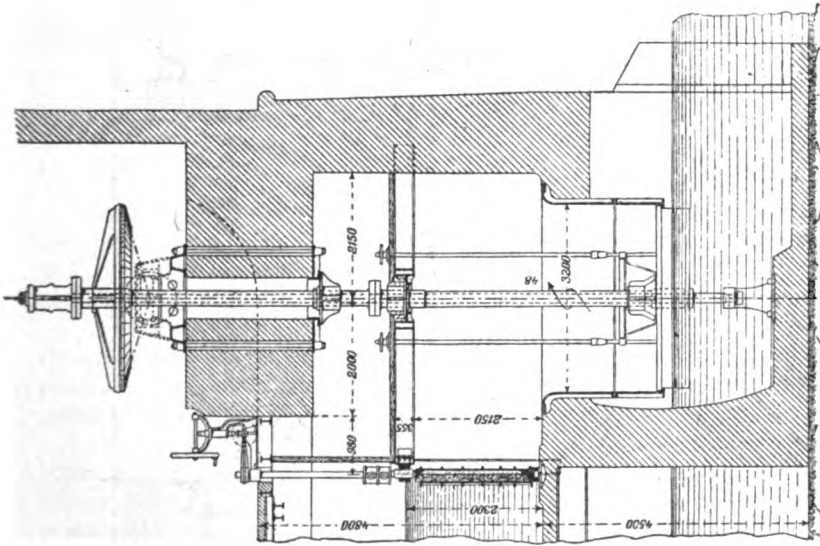
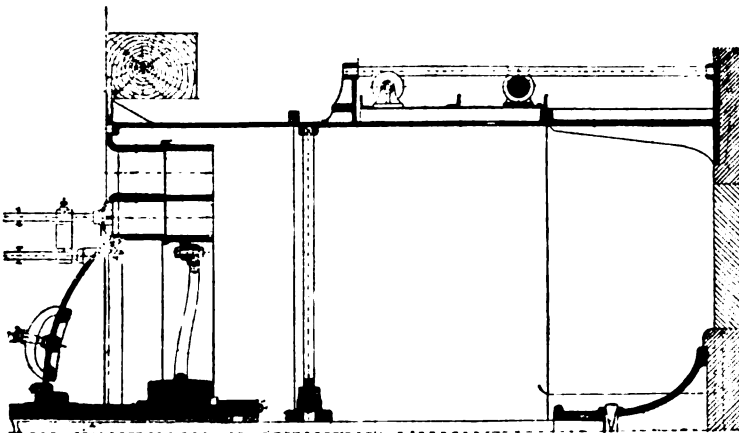
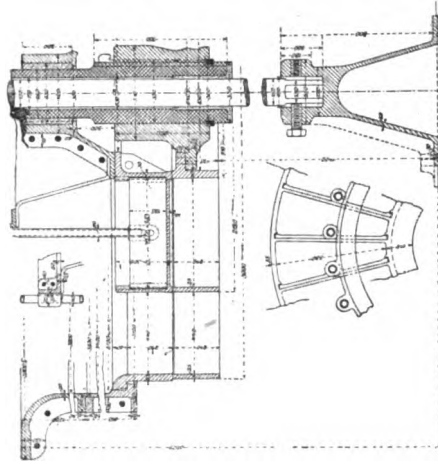



Fig 206^{1-4}.

le direttrici. Otto aste verticali comandano tutti i registri con manovra mediante volantino a vite.

Un altro esempio di impianto di turbina Jonval multipla, ove le sin-

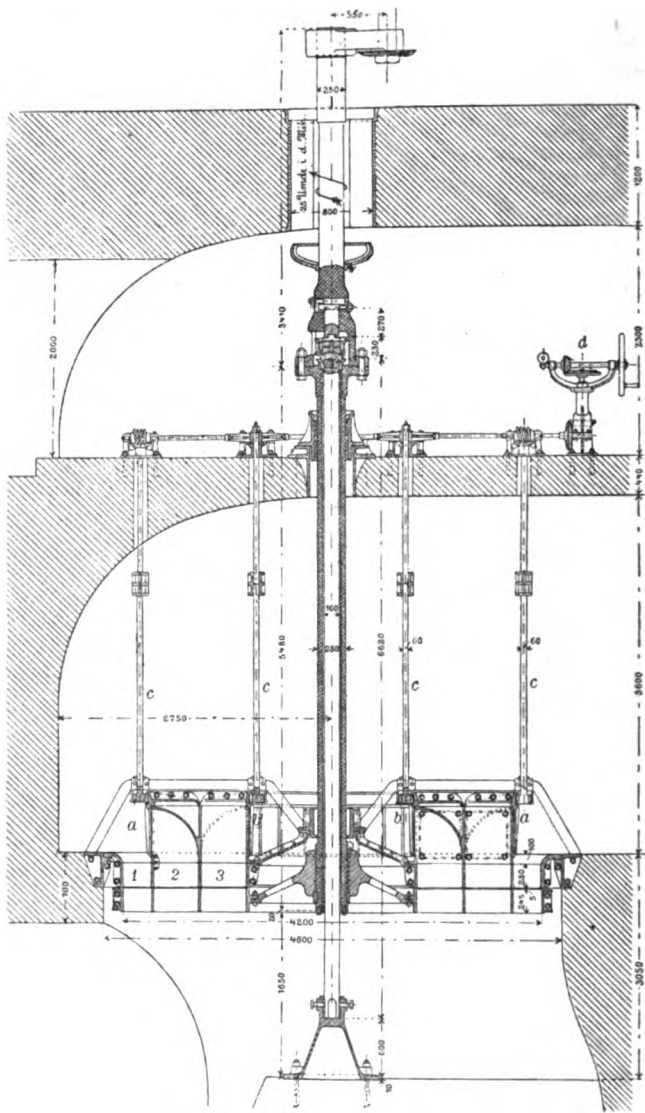



Fig. 207.

gole turbine sono in numero di tre, raggruppate conassiche, e due di queste sono provvedute del completo sistema otturatore, è quello indicato nella fig. 207 che rappresenta l'impianto idraulico fatto dalla città di Ginevra sul Rodano; 1, 2, 3 sono le turbine elementari, la 1, che corrisponde alla por-

tata minima, non ha meccanismo otturatore. I distributori 2 e 3, mediante getto conveniente sovrapposto, si prolungano in una imboccatura circolare, per cui l'acqua è ammessa sulla turbina 2, per la superficie cilindrica *a a*, e sulla turbina 3, per la superficie cilindrica *b b*. In tal modo gli otturatori di queste turbine sono costituiti di anelli cilindrici scorrevoli orizzontalmente, così da aprire o chiudere la serie di aperture lasciate pel passaggio d'acqua sulle superfici *a b*. In *c* si hanno le aste di manovra che comandano gli otturatori a scorrimento circolare. Il movimento è fatto a mano col meccanismo in *d*.

Concludendo, le turbine Jonval, che hanno avuto in Germania e conservano la preferenza, sono motori assai proprii solo per volumi costanti: offrono però minori inconvenienti delle altre turbine se il livello di scarico è variabile. Ove si vogliano usare per volumi variabili, si dovranno fissare limiti determinati di variazione (per esempio Q, $^1/_2\, Q$, ovvero Q, $^2/_3\, Q$, $^1/_3\, Q$), e si costruirà la turbina a *doppia o tripla corona*. Noi vedremo in appresso come gli americani abbiano risoluto nelle turbine radiali, in modo assai soddisfacente, il problema che riflette l'organo otturatore.

§ 3.

Turbine d'azione assiali.
Turbine d'azione a getto libero (Girard) ed a getto chiuso.

12. Turbine d'azione in genere. — Il carattere distintivo delle turbine d'azione, già notato al numero 3, è: che non esiste, allo sbocco dell'acqua dal distributore, un eccesso di pressione idrostatica atto ad imprimere una accelerazione all'acqua nel percorso della ruota mobile.

Le *turbine d'azione non tubolari* (per le tubolari, costituenti il limite di separazione fra le turbine, a getto libero o chiuso, d'azione, e quelle a reazione bastino i cenni svolti al n.° 6) che sono largamente usate nella pratica, si dividono in due specie, come appresso:

1.° *Turbine d'azione Girard:* in cui la ruota mobile giace libera sopra il livello di scarico, però a piccolissima distanza da questo: l'acqua affluisce su essa colla velocità corrispondente al carico che sovraincombe, e muovesi nei canali compresi fra le palette come in canali aperti, senza riempire la capacità che essi presentano. Per modo che la quantità d'acqua che in essi fluisce si misura colla velocità e colla sezione della vena fluida, non colla sezione normale compresa fra le palette, come si fa nelle turbine tubolari. Le Girard prendono anche nome di turbine *a libera deviazione* od *a getto libero*. La differenza delle velocità relative u_1 ed u_2 essendo piccola, poichè il valore di u_1 è aumentato nella discesa per la semplice caduta d'acqua della altezza della ruota mobile, la paletta (dopo quanto si disse al n.° 6) prenderà forma incavata; se la capacità libera fra il liquido ed il dorso della paletta anteriore pongasi in comunicazione coll'aria esterna, come appunto è fatto, si avrà senz'altro il mezzo per cui sia garantito lo scorrere dell'acqua sulla paletta come in un canale aperto.

2.° *Turbine d'azione a completo riempimento dei canali della ruota mobile* o *a getto chiuso*, così disposte che la ruota mobile si trovi, o no,

immersa nel canale di scarico, l'acqua affluisca dal distributore con una velocità corrispondente al carico effettivo su di esso (cioè H, se la ruota è completamente immersa), ed il dorso delle palette abbia forma tale da lambire la vena liquida durante il percorso della ruota mobile. Questo tipo, i cui dati di calcolo corrispondono a quelli delle turbine d'azione tubolari, può supporsi derivato dal Girard, quando il getto liquido, tracciato come se scorresse in un canale aperto, si faccia poi lambire superiormente dal dorso di una paletta di forma opportuna; esso è venuto in uso allo scopo di evitare, nel caso di livelli variabili allo scarico, i gravi inconvenienti delle Girard annegate.

13. Formole generali per le turbine d'azione. — Stabiliamo ora le formole generali delle turbine d'azione non tubolari, partendo dal dato che la velocità V di introduzione corrisponda all'intero carico effettivo sul distributore, allo scopo di determinare le condizioni teoriche del massimo effetto utile. I due casi del numero precedente sono rappresentati colle fig. 208 I, II. Nelle formole le velocità periferiche di introduzione e di scarico si indicano con v_1 e v_2. Per turbine assiali a corone simmetriche $v_1 = v_2 = v$.

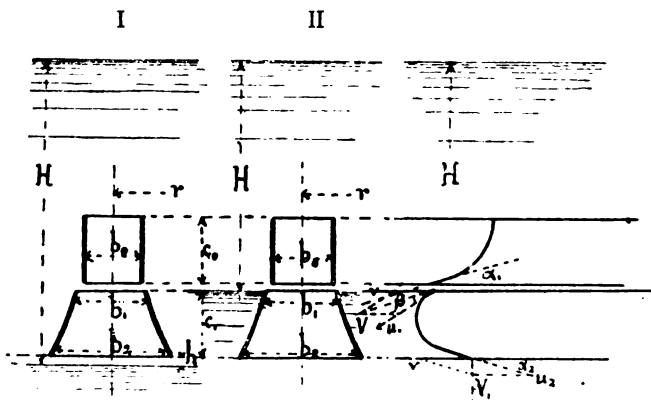



Fig. 208.

Turbine
Girard a getto libero (208, I).

Velocità di introduzione:

$$V = \frac{1}{\sqrt{1+\varphi_1+\varphi_2}} \sqrt{2g(H-c_1-h)}. \quad (47)$$

Velocità relativa all'uscita $u_2 > u_1$ e cioè

$$u_2 = \frac{1}{\sqrt{1+\varphi_2}} \sqrt{u_1^2 + 2g c_1}. \quad (48)$$

Sarebbe cioè $u_1 = u_2$, condizione della turbina di azione semplice, ove fosse $c_1 = \varphi_2 \, {}^1/_{2g} \cdot u_2^2$.

Turbine
a getto chiuso (208, II).

Velocità di introduzione:

$$V = \frac{1}{\sqrt{1+\varphi_1+\varphi_2}} \sqrt{2gH}. \quad (47)$$

Velocità relativa all'uscita $u_2 < u_1$, per le resistenze idrauliche,

$$u_2 = \frac{1}{\sqrt{1+\varphi_2}} u_1. \quad (48)$$

Sarebbe $u_1 = u_2$, condizione teorica della turbina di azione semplice, se le resistenze fossero nulle.

Dalla relazione (2) si ha

$$u_2 = v^2/_{\cos\alpha_2}$$

e per la (48)

$$u_1^2 = \frac{v_2^2}{\cos^2\alpha_2}(1+\varphi_2)\,2gc_1. \quad (49)$$

La condizione di introduzione senz'urto dà

$$u_1 = v_1 \frac{\operatorname{sen}\alpha_1}{\operatorname{sen}(\beta-\alpha_1)}$$

e per $v_1 = v_2 = v$ (turbine assiali)

$$\operatorname{sen}^2(\beta-\alpha_1) =$$

$$= \frac{\operatorname{sen}^2 .\ \alpha_1}{\frac{1}{\cos\alpha_2}(1+\varphi_2) - (c_1 : V^2/_{2g})} \quad (50)$$

(pei coefficienti v. il n.° 7).

Dalla relazione (2)

$$u_2 = v^2/_{\cos\alpha_2}$$

e per la (48)

$$u_1 = v_2\sqrt{1+\varphi_2}\,\frac{1}{\cos\alpha_2}. \quad (49)$$

Per l'introduzione senz'urto

$$u_1 = v_1 \frac{\operatorname{sen}\alpha_1}{\operatorname{sen}(\beta-\alpha_1)}$$

e per $v_1 = v_2 = v$ (turbine assiali)

$$\operatorname{sen}(\beta-\alpha_1) = \frac{\operatorname{sen}\alpha_1\cos\alpha_2}{\sqrt{1+\varphi_2}} \quad (50)$$

La (50) lega fra di loro gli elementi necessarii al tracciamento di una turbina, per il massimo effetto. È facile il riconoscere che, se si introducono nella formula (50) le condizioni ordinariamente in uso $\alpha_2 = 0$, $c_1 = 0$, e si suppongono nulle le resistenze idrauliche, si ricaverebbe $\beta = 2\alpha$, cioè il parallelogrammo alla introduzione diverrebbe un rombo.

Se si volesse, ad esempio, fissare un valore di β in base ad una velocità assoluta di scarico determinata, il che può essere razionale se si contiene la velocità perduta V_1 in limiti minimi, si potrebbe procedere nel seguente modo:

Turbine Girard.

$$v_1 = V\frac{\operatorname{sen}(\beta-\alpha_1)}{\operatorname{sen}\beta}$$

e per la (47)

$$v_1^2 = \frac{2g(H+c_1-h)}{1+\varphi_1+\varphi_2}\,\frac{\operatorname{sen}^2(\beta-\alpha_1)}{\operatorname{sen}^2\beta}. \quad (51)$$

e all'uscita della ruota mobile

$$v_2^2 = u_2^2 - V_1^2 = \frac{u_1^2 + 2gc_1}{1+\varphi_2} - V_1 \quad (52)$$

Turbine a getto chiuso.

$$v_1 = V\frac{\operatorname{sen}(\beta-\alpha_1)}{\operatorname{sen}\beta}$$

e per la (47)

$$v_1^2 - \frac{2gH}{1+\varphi_1+\varphi_2}\,\frac{\operatorname{sen}^2(\beta-\alpha_1)}{\operatorname{sen}^2\beta}. \quad (51)$$

e all'uscita della ruota mobile

$$v_2^2 = u_2^2 - V_1^2 = \frac{u_1^2}{1+\varphi_2} \quad (52)$$

posto quindi nella (50) $u_1 = v_1 \operatorname{sen}\alpha_1 : \operatorname{sen}(\beta-\alpha_1)$ e $v_1 = v_2 = v$, come nelle turbine assiali, si troverebbe, combinando la (51) e la (52) così trasformata, il valore di $\operatorname{sen}\beta$ in funzione di α_1, H, V.

Altri, poggiando sull'ipotesi già accennata al n.° 3 e cioè $V_1 = 0$, $u_2 = v$, $\alpha_2 = 0$, determinano, invece di V e v, i valori di V e β, dopo aver fissato pel distributore quello di α_1, trovando così la velocità di rotazione del massimo effetto. Salvo nelle ipotesi che corrispondono a questo mas-

simo effetto, il modo di calcolo non differisce dal precedente, essendo, sia con β come con v, determinato il parallelogrammo. In tal caso si ha:

Turbine Girard.	*Turbine a getto chiuso.*
$u_2 = u_1 + 2gc_1$ e per $u_2 = v = v_1 = v_2$	$u_2 = u_1 = v = v_1 = v_2$
$v^2 = V^2 + v^2 - 2Vv\cos\alpha_1 + 2gc_1$	$v^2 = V^2 + v^2 - 2Vv\cos\alpha_1$
$v = \dfrac{V}{2\cos\alpha_1} + \dfrac{gc_1}{V\cos\alpha_1}$ (53)	$v = \dfrac{V}{2\cos\alpha_1}$ (53)

§ 4.

Turbine Girard, assiali.

14. Generalità sulla turbina Girard. — La turbina Girard è il tipo più importante dei motori idraulici a forza viva. Il principio della libera deviazione del getto nei canali della ruota mobile rende il motore assai proprio a ricevere un sistema regolatore, od otturatore, assai semplice, che non scemi l'effetto utile anche con volumi d'acqua sensibilmente diversi. Il sistema d'otturamento ricordato per la Jonval colla fig. 202 si presenta qui pienamente razionale, poichè l'area di effiusso del distributore, sotto l'azione del carico effettivo totale trasformato in velocità, dà il consumo d'acqua della turbina; tale area di distributore può quindi esser ridotta in modo, chiudendo una porzione dell'anello del distributore stesso, che il volume d'acqua si smaltisca sotto il carico costante H-h-c_1, colla velocità costante V, non modificandosi in tal modo gli elementi calcolati all'introduzione che corrispondono al maggior effetto utile. Vedremo in appresso i vari sistemi di otturamento in uso: ci basti ora aver fissata l'attenzione su questo pregio principale delle turbine Girard per cui esse diventano turbine assai proprie a funzionare come *turbine parziali*. Anzi il calcolo loro è così disposto che, per evitare raggi troppo piccoli (inconveniente che talvolta verificasi colla Jonval), od un rapporto troppo grande fra la larghezza della corona e il raggio della ruota, si adotta senz'altro invece di una turbina completa una *turbina parziale*.

A questo pregio si aggiunge: che la mancanza d'una pressione idrostatica impedisce le fughe fra la corona del distributore e della ruota: che, non essendo i canali riempiuti d'acqua, l'attrito nel movimento traverso la ruota mobile è assai minore che colla Jonval, nè il passaggio del condotto della ruota mobile, dalla parte inattiva a quella attiva nel distributore, è causa di urto: che l'angolo α_2 può essere tenuto assai piccolo, riducendo quindi il valore di V_1, mediante un forte allargamento della corona al punto di scarico della ruota mobile (e cioè $b = 2.5 \sim 3.5\, b_1$) allargamento che è caratteristico nell'invenzione Girard. Gli inconvenienti del sistema sono: l'azione della forza centrifuga parzialmente contraria allo svasamento della corona: il dover tenere la turbina ad una certa altezza h sul livello di scarico per modo che non sia disturbato il libero scarico del getto d'acqua: le perdite di lavoro rilevanti se la turbina si trovasse immersa sotto il pelo d'acqua di scarico, ove questo avesse a rialzarsi.

La sezione del distributore e della ruota mobile nella Girard assiale è data dalla fig. 209[1]. La larghezza b_2 è di poco maggiore di b_0, ma viene

assicurato il moto dell'acqua nella ruota mobile come in un canale aperto, col tenere l'altezza a_2 del getto, allo sbocco, leggermente minore della distanza fra le due palette in quel punto, e col praticare su una, od entrambi le corone, l'apertura A comunicante coll'aria esterna. Talvolta è in

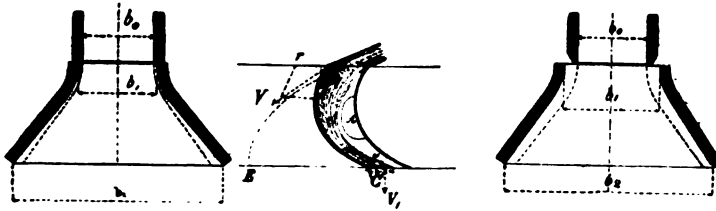



Fig. 209[1 · 2].

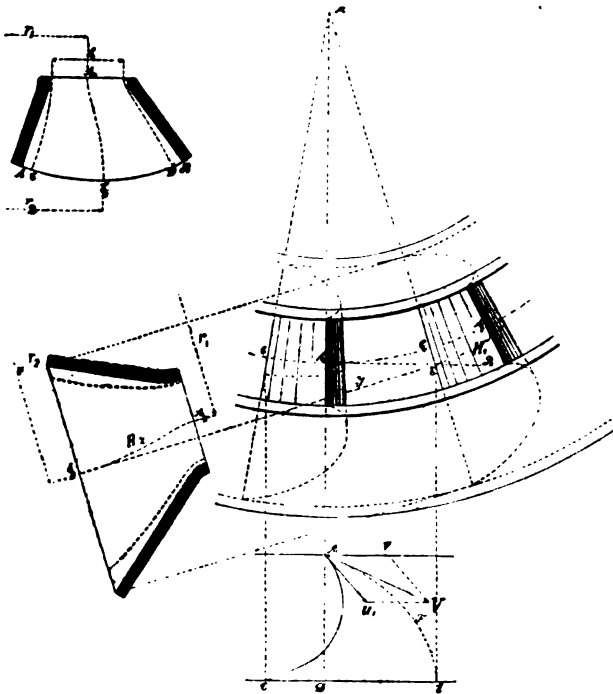



Fig. 210[1 · 2].

uso la disposizione della fig. 209[2] aumentando sensibilmente la larghezza b_1, con che si invita l'aria ad entrare dall'alto.

Sul modo con cui si pratica lo svasamento della corona della ruota mobile è a fare una importante osservazione. Si suppone d'ordinario che lo strato di acqua lungo la paletta si allarghi in modo simmetrico, come mostrano le fig. 209 colle punteggiate disegnatevi. Per riconoscere quale sia il vero cammino dei filetti liquidi, e quindi la forma che dovrebbe darsi allo svasamento della corona, considerisi la fig. 210[1], che rappresenta la pianta e la sezione di una parte della corona d'una turbina Girard.

La molecola d'acqua A che entra sulla ruota colla velocità assoluta V e quella relativa u_1 è costretta a rimanere, nel suo movimento, sul piano di traccia AB tangente al circolo passante per A (centro M). Se AC è il cammino relativo della molecola in A ed AFE il cammino assoluto, proiettisi E in E sulla a AB. Disegnisi la paletta nella posizione corrispondente allo scarico da E, facendo $\widehat{AA_1} = \widehat{CC_1} = vt$. Risulta chiaro che l'acqua entrata sulla paletta a distanza $MA = r_1$ ne esce ad una distanza $ME = r_1 + C_1 E$. La figura indica come possa facilmente tracciarsi la proiezione orizzontale $A_1 H_1 E$ del cammino del filetto medio, e la sua proiezione verticale $A_2 H_2 E_2$. L'attrito tende a scemare (in modo trascurabile) la deviazione del filetto medio. Lo svasamento della corona si farà portandolo metà per parte sulla curva $A_2 H_2 \acute{E}_2$ dandogli così una forma dissimetrica più razionale dell'antica. È a notare che tale svasamento rende r_1 ed r_2 diversi fra loro quindi le velocità periferiche diverse dal valore ritenuto costante di v per le turbine assiali (velocità periferica sulla media corona). Così, per rendere il cammino dei filetti liquidi normale allo spigolo inferiore della paletta nella ruota mobile, si dà talvolta a questa la curvatura indicata nella fig. 210².

15. Effetto utile d'una turbina Girard. — L'effetto utile d'una turbina Girard può essere teoricamente calcolato in un modo analogo a quello usato per la Jonval. Ritenuta insignificante la perdita di portata, le perdite di caduta sono:

1.° La perdita $\varrho_1 H$ corrispondente a quella della formula (28) $\varrho_1 H = \varphi_1 V^2/2g$, pel percorso dell'acqua lungo la camera od il tubo di arrivo, e pel movimento lungo i condotti distributori.

2.° La perdita $\varrho_2 H = \varphi_2 V^2/2g$ (vedi formula 30) causa lo spessore delle direttrici e delle palette, producente uno stringimento della vena fluida. Questo effetto è minore che nelle turbine a reazione perchè la vena non riempie per intero il canale della ruota mobile.

3.° La perdita $\varrho_3 H = \varphi_3 V_1^2/2g$ (vedi formula 31), la quale riesce diminuita nella turbina Girard pel fatto che l'acqua muovesi come in un canale aperto; si potrà ritenere $\varphi_3 = 0.05 \sim 0.08$.

4.° La perdita $\varrho_4 H = V_1^2/2g$, per la velocità con cui l'acqua abbandona la ruota mobile.

5.° La perdita h per l'altezza cui la ruota è tenuta sopra il livello di scarico.

A queste perdite si aggiunge il lavoro d'attrito L_r sui perni, calcolabile, noti il peso della ruota e degli organi annessi, e gli sforzi periferici. Sarebbero infine da aggiungere altre perdite che sfuggono al calcolo e cioè la non contemporanea direzione di tutti i filetti secondo il parallelogrammo, gli urti, le vibrazioni, ecc., elementi che sono raccolti nel valore sperimentale dell'effetto utile.

Una perdita deriva ancora dalla forma delle palette a superficie elicoidale.

Il coefficiente di effetto utile η totale è perciò

$$\eta = \frac{1000 \, . \, Q \left[H - (\varrho_1 + \varrho_2 + \varrho_3) H - \dfrac{V_1^2}{2g} - h \right] - L r}{1000 \; Q H}.$$

Il valor massimo di η varia da 0.75–0.85 per le turbine complete. Nel caso in cui la turbina sia parziale il coefficiente scema leggermente, e soltanto perchè il termine L_r non subisce colla diminuzione Q una diminuzione a sua volta sensibile.

TURBINE GIRARD PARZIALI.

Grado di parzialità	$^1/_2$	$^1/_3$	$^1/_4$	$^1/_8$	$^1/_{10}$
η	0.72–0.75	0.67–0.72	0.65–0.70	0.60–0.65	0.50–0.60

Se la turbina è annegata l'effetto utile scema rispetto alla turbina completa del 10 al 12 %, ed ancor più se la turbina è parziale. Del resto non si usano tali turbine annegate; ove si tema tal pericolo vi si provvede, come vedremo, o colla idropneumatizzazione, o facendo uso delle turbine d'azione a getto chiuso, o meglio ricorrendo all'impiego di turbine a reazione.

16. Calcolazione e tracciamento di una turbina Girard assiale, completa o parziale. — Sono dati il volume Q e la caduta H.

1.° *Distributore.* Si fissa a priori $\alpha_1 = 15° \sim 35°$ e si sceglie tanto più piccolo quanto più grande è la caduta e piccolo il volume d'acqua. Per H e Q medii ($H = 2.5 \sim 3^m$ $Q = 0.5 \sim 3^{mc.}$) si può prendere $\alpha_1 = 20° \sim 30°$.

La velocità di introduzione sulla ruota è, per $\varphi_1 = 0{,}10$, $\varphi_2 = 0{.}6$

$$V = 0.92 \sqrt{2g(H - h - c_1)} \sim 0.95 \sqrt{2g)H - h - c_1)}. \tag{54}$$

Assumesi $h = 0^m.03 \sim 0^m.10$ dai piccoli ai grandi valori di H.

Se i_0, a_0, b_0 sono: il numero delle palette, la loro minima distanza e la loro larghezza allo sbocco, sarà

$$Q = i_0\, a_0\, b_0\, V \tag{55}$$

ed

$$i_0\, a_0 = 2\pi r \operatorname{sen} \alpha_1 - i_0\, s_0. \tag{56}$$

I vari elementi del distributore si fissano poi in modo conforme ai dati dell'esperienza, cavandone poi il valore esatto del raggio medio (r) della turbina. Il prof. Colombo propone di assumere a_0 colla

$$\text{mm. } a_0 = 10 \text{ mm.} + 30 \sqrt{\left\{\frac{Q}{\sqrt{H}}\right\}}, \tag{57}$$

nel riguardo che il valor di a_0 deve crescere con Q e diminuire con H. La formula dà buoni risultati, salvo i casi estremi eccezionali di Q ed H, del resto rari nell'uso pratico. Si assume poi: c_0, (altezza del distributore) $= 2\, a_0 + 30$ mm.; c_1, altezza della ruota mobile $= 2\, c_0$ (da aumentare fino a $2.1\, c_0 \sim 2.2\, c_0$ per grandi turbine); $b_0 =$ da $2.5\, a_1$ (turbine piccolissime) a $4\, a_0 \sim 6\, a_0$ (turbine grandi); nei casi medi $b_0 = 3\, a_0 \sim 3.5\, a_0$; $s_0 = 2 \sim 5$ mm, secondo i valori di b_0, per direttrici di lamiera; il doppio per direttrici in ghisa.

Dopo ciò determinasi V colla (54); quindi i_0 colla (55),

$$i_0 = \frac{Q}{a_0\, b_0\, V},$$

il quale deve essere intero; se tale non risulta, si prende il numero intero prossimo, trovando così il nuovo valore esatto di a_0 colla stessa (55). Infine, si calcola colla (56) il valore di r

$$r = \frac{i_0 (a_0 + s_0)}{2 \pi \operatorname{sen} \alpha_1}. \tag{58}$$

Noti i_0 ad r è pure noto il passo del distributore: $2 \pi r = t_0 i_0$.

Osservazione. Il metodo ora dato per trovare il valore di r e gli elementi del distributore differisce alquanto da quello indicato colle turbine Jonval, qui non applicato solo per riguardo al fatto per cui è possibile, durante il calcolo della turbina, dover ricorrere alla scelta di una turbina parziale, come si vedrà in appresso. Con quest'ultimo metodo di calcolo, atto a servire per turbine complete, si avrebbe

$$r = \sqrt{Q/V \cdot \frac{1}{\gamma \cdot \psi \cdot 2 \pi \operatorname{sen} \alpha_1}} \tag{59}$$

essendo $\gamma = \frac{r}{b_0} = 1/5 \sim 1/7$; ψ il rapporto fra l'area della corona, diminuita dello spessore delle direttrici, e l'area stessa senza diminuzione $= 0.85$. Per sen α_1 variabile da 0.4 a 0.25, coi valori di γ, si otterrebbe

$$r = 1.40 \sqrt{Q/V} \sim 2.2 \sqrt{Q/V} \tag{60}$$

il più piccolo col più piccolo γ e col maggior α_1. Ma tal metodo, che serve per turbina completa (come sempre è il caso della Jonval), potrebbe dar luogo a turbine di troppo piccolo diametro, funzionanti con un numero di giri eccessivo. Con questo processo di calcolo non si fissa a_0 ma esso risulta dall'aver fissato $t_0 = r/_{12}$ a $r/_8$. I valori di c_0 e c_1 si prendono colle $c_0 = r/_7$, $c_1 = r/_5 \sim r/_4$.

Questa osservazione ci porta a considerare il caso delle *turbine parziali*, il quale può essere deciso non appena siasi eseguito il calcolo del distributore.

Scelta della turbina parziale. Il valore di r trovato per turbina completa colla (58) può dar luogo, per piccoli volumi d'acqua e per forti cadute, come del resto risulta anche dalla (60), a diametro troppo piccolo, quindi ad un numero di giri eccessivo ($n = 60 . v : 2 \pi r$) tanto pel valore della velocità periferica, come per la piccolezza del raggio. Un eccesso nel numero dei giri è spesso vantaggioso al buon funzionamento ed alla durata d'un motore. Oltre a ciò, col metodo di calcolo esposto non si è stabilito a priori, come si sarebbe fatto colle formule (58) e (59), il rapporto $\gamma = \frac{r}{b}$, il quale potrebbe, per essersi fissato solo il rapporto a_0/t_0, risultare di troppo elevato. Che un tale rapporto elevato possa essere dannoso, risulta dal fatto che i filetti liquidi; prossimi alle corone della ruota, si trovano in condizioni troppo diverse da quelle del filetto medio che è stato preso a fondamento delle calcolazioni.

Si ritiene perciò che il rapporto $\gamma = r/b$ più conveniente sia di $1/5 \sim 1/7$ (meglio $1/7$), e, se i risultati ottenuti dal calcolo precedente stanno fra questi limiti, si prosegue senz'altro facendo la turbina completa. In caso contrario, si sceglie il distributore parziale, facendo occupare ad esso una porzione

$^1/_m$ della periferia (m evidentemente non può essere mai minore di 2) per modo che il nuovo raggio risultante $m\,r$ sia compreso fra $5\,b_0$ e $7\,b_0$. Questa modificazione del raggio non cambia gli elementi già calcolati del distributore, il quale sarà soltanto limitato ad una porzione $^1/_m$ del contorno. Col processo indicato nella precedente osservazione, se r è risultato troppo piccolo, si dovranno ripetere le operazioni scegliendo a priori il grado di parzialità m e formando

$$\gamma = \frac{m\,r}{b_0} = {}^1/_5 \sim {}^1/_7.$$

La scelta d'una turbina parziale in luogo della completa è affidata in buona parte al criterio pratico del costruttore, il quale ha principalmente riguardo al numero dei giri desiderato. Tuttavia, per piccoli Q e grandi H, converrà sempre fare uso d'una turbina parziale anche se r fosse $\geq$ di $5\,b_0$ per evitare raggi troppo piccoli; mentre, pei grandi Q e piccoli H, può convenire una turbina completa, anche se fosse $r < 5\,b_0$ per evitare raggi troppo grandi. È evidente che entro certi limiti è possibile

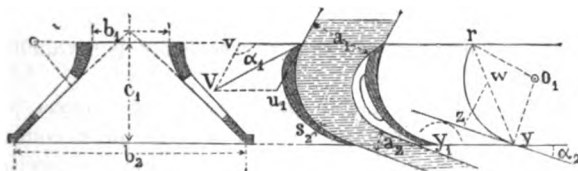



Fig. 211.

aumentare o diminuire il valore di r, diminuendo od aumentando i valori arbitrariamente scelti α_1 e $^{b_0}/_{a_0}$.

Il tracciamento delle direttrici è fatto colle stesse norme che per la turbina Jonval. L'elemento inferiore è rettilineo e diretto secondo l'angolo α_1; il superiore può essere circolare o parabolico. Non abbiamo qui che a ricordare la fig. 193 osservando soltanto che la lunghezza $x\,x_1$, eguale al passo, sarà $\frac{2\,\pi\,r}{i_0}$ nelle turbine complete, e $\frac{2\,\pi\,r}{m\,i_0}$ nelle parziali.

2.° *Ruota mobile.* Il gioco fra il distributore e la ruota mobile varia da 2 a 5 mm. La larghezza della corona della ruota mobile alla introduzione tiensi $b_1 = b_0$ + 6 mm. ~ b_0 13 mm. (per grandi H), e se la corona è provvista di fori per la ventilazione. Se la ventilazione della paletta è ottenuta dall'alto (fig. 209[a]) $b_1 = {}^5/_4\,b_0 \sim {}^3/_2\,b_1$, e anche più, se il valore di b_0 è piccolo. La larghezza b_2 in basso tiensi $b_2 = 2.5\,b_0 \sim 3.5\,b_0$, e talvolta $4\,b_0$, se la grandezza assoluta di b_0 è piccola; questo per turbine aventi sezione della corona simmetrica. Se ciò non è, giusta il tipo più recente della fig. 210, lo svasamento tiensi alquanto minore. Del resto il calcolo ci fornirà in appresso un criterio esatto sull'entità dello svasamento. Si fa $c_1 = c_0$, da aumentare a $2{,}1\,c_0$, $2{,}2c_0$ per turbine assai grandi.

Degli elementi della ruota mobile sono dunque noti

$$r,\ \alpha_1,\ b_1,\ c_1.$$

Consideriamo il caso quale è rappresentato nella fig. 211 *per corone della ruota simmetrica* (il che significa $r_1 = r_2 = r$ e quindi costanti nelle

varie posizioni del filetto medio anche le velocità periferiche). Gli elementi della ruota mobile si fissano per modo che il tracciamento corrisponda alle condizioni di massimo effetto.

Cominciasi dal determinare gli elementi del parallelogrammo alla introduzione.

a) Se si fa uso della formula (53), colle ipotesi inerenti, basterà determinare il valore di v

$$v = \frac{V}{2 \cos \alpha_1} + \frac{gc}{V \cos \alpha_1}$$

quindi dati α_1, V, tracciare il parallelogrammo che individua i valori di β ed u_1.

b) Se si vuole procedere avendo riguardo alla ipotesi dello scarico normale e della introduzione senz'urto, la formola che lega i vari elementi è la (50)

$$\text{sen}^2 (\beta - \alpha_1) = \frac{\text{sen}^2 \alpha_1}{{}^1/_{\cos^2 \alpha_2} (1 + \varphi_2) - \frac{2 g c_1}{v^2}} \tag{61}$$

d'onde basterà cavare il valore di β per costruire il parallelogrammo ed ottenere v ed u_1.

Il metodo *a*) è certamente più breve; esso riposa sulle ipotesi $\alpha_2 = 0$ $v = u_2$ ed è ordinariamente usato. Molti elementi complicano l'uso della formola (50) entrandovi i valori di α_2 e v ancora sconosciuti, il che costringe a procedere per questa via con un metodo di approssimazione. Si fissa perciò il valore di $\alpha_2 = \alpha_1$, o di qualche grado minore, e si assume un valore approssimato di v, come ad esempio potrebbe aversi fissando allo scarico una velocità perduta V_1 corrispondente ad una frazione della caduta, possibilmente piccola, e ordinariamente

$${}^{V_1^2}/_{2g} = 0.05\, H \text{ a } 0.03\, H$$

quindi trovando v colla $V_1 = v \operatorname{tang} \alpha_2$; con questi elementi determinasi $\beta - \alpha_1$, e quindi β. Il valore di v potrebbe anche essere fissato a priori colla (53). Al valore di β più esatto si può giungere con successive approssimazioni, introducendo per v nella (50) i valori che successivamente ponno dedursi dalla $v = V \text{sen} (\beta - \alpha_1) : \text{sen} \beta$.

Si proceda in un modo o nell'altro, gli elementi geometrici all'introduzione sono conosciuti e cioè V, α_1, β, v, u_1; si trova poi u_2 colla

$$u_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \varphi_2}} \sqrt{u_1^2 + 2 g c_1}. \tag{62}$$

I valori v, u_2, α_2 allo scarico sono legati dalla relazione $v = u_2 \cos \alpha_2$, la quale deve essere, a priori, se anche non in modo assolutamente preciso, soddisfatta cogli elementi già conosciuti.

Ora indicasi con $a_2{}^1$ la distanza minima normale delle palette allo scarico ed a_2 lo spessore della vena fluida; si avrà:

$$a_2{}^1 = \frac{2 \pi r_1}{i_1} \text{sen} \alpha_2 - s_1$$

dove s_1 è lo spessore delle palette $= 5 \sim 10$ mm. ed $i_1 >$ di i_0

Il valore di a_2' dovrà essere eguale od alquanto maggiore dello spessore reale a_2 della vena liquida, misurata normalmente ad u_2, allo scopo di impedire che l'acqua trovisi a contatto colla parte convessa delle palette, ed allo scopo di assicurarne così il moto come in canale aperto. Ora

$$a_2 = \frac{Q}{i_1\, b_2\, u_2} \qquad (63)$$

quindi

$$\frac{2\pi r}{i_1} \operatorname{sen} \alpha_2 - s_1 \geqq \frac{Q}{i_1\, b_2\, u_2}\,; \qquad (64)$$

la differenza si fa soltanto di pochi mm.

Coi valori ordinarii di α_1, b_2, i_1, s_0 si verificherà se questa condizione sia soddisfatta, senza di che occorre, o *variare* α_2 in modo da au-

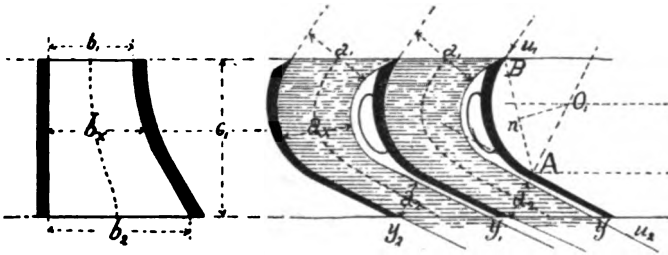



Fig. 212.

mentare il valore di a_2' o *accrescere* b_2 entro i limiti già fissati ($b_2 = 2.5 \sim 4\, b_1$) perchè lo spessore a_2 del getto si trovi determinato.

Se la turbina è *parziale,* il numero dei suoi condotti è > di $m\, i_0$ ($^1/_m$ essendo il grado di parzialità) e la (64) diventa

$$\frac{2\pi r}{i_1} \operatorname{sen} \alpha_2 - s_1 = \frac{m\, Q}{i_1\, b_2\, u_2}\,. \qquad (65)$$

Determinati questi elementi non resta che *tracciare le palette.* Ma osserviamo prima che, se si dà alla corona la forma della fig. 210, il calcolo può svilupparsi allo stesso modo, sostituendo però i valori

$$u_2 = \frac{1}{\sqrt{1+\varphi_2}} \sqrt{u_1^2 + 2 g c_1 + v^2 - v_1^2 \frac{r_1^2}{r^2}} \qquad (66)$$

e per la (64)

$$\frac{2\pi r_2}{i_1} \operatorname{sen} \alpha_2 - s_1 > \frac{Q}{i_1\, b_2\, u_2}\,; \qquad (67)$$

sostituzioni che non richieggono spiegazioni.

Il tracciamento delle palette, come quello del distributore, si fa in grandezza naturale o ad arco di circolo (fig. 211) o con curva composta di un arco di circolo e di una linea retta inferiore (fig. 212).

a) Fig. 211. Sviluppato in piano il cilindro dei filetti medi e trovata col parallelogrammo la direzione di u_1, si porta sulla linea inferiore

il passo $\frac{2\pi r}{t_1} = y y_1$, conducendo per i punti di divisione le $y z$ linee inclinate di α_2, col condurre per y_1, ad esempio, archi di raggio $a_2{}^1 + s_1$ e per y la tangente a questi. Poi, per un punto qualunque z, si conduce $z w$ parallela ad u_1 ed eguale ad $y z$ unendo poi $y w r$; per r conducesi la perpendicolare ad u_1 ad incontrare in o_1 la perpendicolare ad $y z$. Per o_1 come centro, si traccia allora la linea interna della paletta. L'arco condotto è insieme tangente alla direzione di u_1 e di u_2.

b) Fig. 212. Traccisi la divisione inferiore, e si conducano per y', y_1, y_2 rette inclinate di α_2, prolungandole fino all'orizzontale passante per A, per cui le distanze $y A$ ed analoghe sono eguali ad $a_2{}^1 + s_1$. Prolunghisi $y A$, e con una retta partente da A si formi un angolo acuto eguale $^1/_2$ $(180 - \beta - \alpha_2)$; tale retta incontra in B la periferia superiore; si divide a metà $A B$ e dal punto di mezzo n innalzasi la perpendicolare $n\ O_1$ fino all'incontro colla $y_1 A$, prolungata. O_1 è il centro dell'elemento circolare superiore della paletta, tangente insieme ad u_1 ed u_2. I centri delle varie palette sono (nello sviluppo) sulla orizzontale passante per O_1.

c) Tracciamento di direttrici e palette a forma parabolica (fig. 213). Si usa anche nelle turbine Girard la forma parabolica tracciata nel seguente modo. Pel distributore si utilizza la proprietà della parabola per cui la distanza normale di un punto della parabola dalla direttrice è eguale alla distanza del punto stesso dal fuoco. Fissata l'altezza del distributore; si scelga il punto a su una linea orizzontale distante dall'orlo inferiore del distributore, di circa 10 mm.: e da a si conduce la $a b$ che faccia un angolo di $2 \alpha_1$ (cioè per $\alpha_1 = 23°$ come nella fig. 213 $2 \alpha_1 = 46°$). La $a b$ taglia in b un' altra orizzontale condotta a 10 mm. sotto l'orlo superiore del distributore; con centro a e raggio $a b$ si conduce l'arco di circolo che determina il punto c. Conducansi ora, da punti convenientemente scelti, delle normali ad $a c$. Colle successive distanze di queste linee dalla normale per c, e con centro in b, si possono condurre archi di circolo che servono a derminare un certo numero di punti della parabola del distributore. Per la ruota mobile l'angolo di introduzione essendo $\beta = 2 \alpha_1$ il tracciamento parabolico si fa prolungando la $b a$ fino al punto d che si trova alquanto più alto della mezzeria della ruota mobile di circa 10 mm. Dal punto d si conduce una linea che fa coll'orizzontale passante per e l'angolo α_2 cioè la $d e$, e la parabola è costrutta in modo da essere inviluppata dalle tangenti $d a$, $d c$.

I numeri inscritti nella fig. 213 servono per turbina calcolata per $H = 10^{m}$, $Q = 0.5^{mc}$.

Descritto con uno di questi metodi il profilo concavo della paletta, si disegna il profilo della vena liquida. Sulle normali alle tangenti estreme delle palette (u_1 ed u_2) si portano le grandezze a_1 ed a_2, spessori della vena liquida all'ingresso ed all'uscita. Lo spessore della vena in un punto qualunque, corrispondente ad una distanza radiale b_x fra le corone e normale alla paletta, è

$$a_x = \frac{Q}{t_1} \frac{1}{b_x u_x} \qquad (68)$$

TABELLA DEL DIAMETRO IN METRI *d*), E DEL PESO IN QUINTALI, *q*) DELLE TURBINE GIRARD PER UNA DATA PORTATA O CADUTA.

(Questi numeri danno valori approssimati.)

Portata in litri		Caduta disponibile in metri															
		0.75	1	1.50	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15	20	30	40
30	d	—	—	—	—	—	—	1.20	1.20	1.20	1 20	1.20	1.20	1.20	1.00	1.00	1 00
	q	—	—	—	—	—	—	9.00	9.00	9 00	9.00	9.00	10.00	12.00	13.00	15.00	20.00
60	d	—	—	—	—	—	1.20	1.20	1.20	1.20	1.20	1 20	1.20	1.20	1.00	1.00	1.00
	q	—	—	—	—	—	10.00	12.00	12.00	12.00	13.00	13.00	13.00	15.00	17.00	22.00	30.00
125	d	—	—	—	1 20	1.20	1.20	1.20	1.20	1.20	1.20	1.20	1.20	1.20	1.00	1 00	1.00
	q	—	—	—	9.00	10.00	12 00	15.00	15.00	16.00	17.00	18.00	20.00	26.00	30.00	40.00	50.00
250	d	1 50	1.50	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.20	1.20	1.20	1.20	1.20	1.20	1.20	1.20	1.20
	q	20.00	15.00	16.00	18 00	20.00	25.00	30.00	30.00	32.00	34 00	36.00	38.00	42.00	50.00	70.00	90.00
500	d	1.30	1.50	1 30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.20	1.20	1.20	1.20
	q	25.00	30.00	25.00	30.00	35.00	40 00	45.00	55.00	65.00	70.00	75.00	85.00	90.00	100.00	120.00	140.00
750	d	1.50	1.50	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.20	—
	q	30.00	35.00	35.00	40.00	45 00	50.00	50.00	70.00	80 00	90.00	100 00	110.00	120.00	130.00	140.00	—
1000	d	1.70	1.70	1.50	1.50	1 40	1.40	1.40	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	1.30	—	—
	q	60.00	75.00	55.00	60.00	60.00	65 00	90.00	80.00	90.00	100.00	110.00	120 00	140.00	160.00	—	—
1500	d	2.00	1.70	1.70	1.50	1.40	1.40	1.40	1.40	1.40	1.40	1.40	1.40	1.30	—	—	—
	q	100.00	90.00	85.00	70.00	75.00	80.00	90.00	100.00	100.00	110.00	120.00	130.00	150.00	—	—	—
2000	d	2.20	2.00	1.70	1.70	1.50	1.50	1.50	1.50	1.40	1.40	1.40	1.40	—	—	—	—
	q	130.00	110.00	90 00	100.00	90.00	95.00	100 00	110 00	100.00	120.00	130.00	150.00	—	—	—	—

essendo

$$u_x = \frac{1}{\sqrt{1+\varphi_2}} \sqrt{u_1^2 + 2gx}. \qquad (69)$$

Determinando così due o tre valori di a_x , si potrà tracciare la vena liquida; quindi lo smusso della paletta all'imbocco, e la paletta stessa, dandole uno spessore variabile da $1.5\, s_1$ in alto, ad s_1 in basso. Nel vuoto fra la paletta e la vena si disporrà lo spiraglio per l'aria esterna. Questo

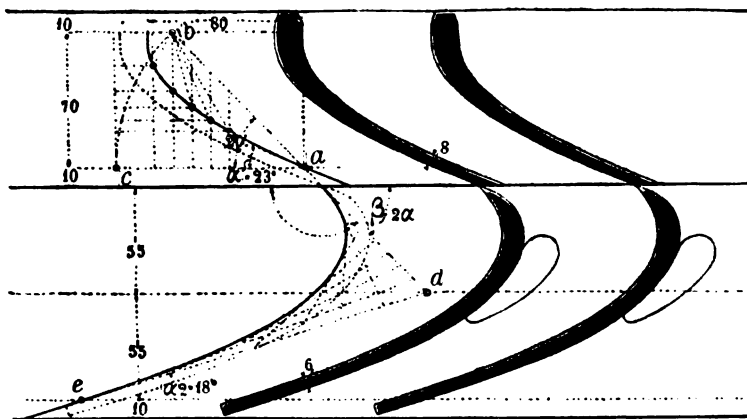



Fig. 213.

si evita se la larghezza b_1 è tenuta molto maggiore di b_0, come al tipo della fig. 209[1].

Il profilo della corona è nelle fig.[e] 211 e 212 rettilineo, terminato superiormente ad arco di circolo.

17. Impianti di turbine Girard e sistemi di otturamento. — La turbina Girard non presenta, nell'applicazione di un sistema d'otturamento, così disposto da chiudere un dato numero di canali direttori, alcuno degli inconvenienti che presenta la Jonval; essa è perciò il tipo di turbina indicato a funzionare per volumi d'acqua variabili, come turbina parziale.

La scelta di un sistema di otturamento conveniente costituisce una difficoltà non piccola, non tanto pel più o meno esatto funzionamento, quanto per la maggiore o minore complicazione di organi che ciascuno esige, il maggior costo della turbina e la difficoltà di manovra, specie se si richiede che questa avvenga a mezzo di regolatori a forza centrifuga.

I sistemi di otturamento applicati con maggior frequenza alle turbine Girard assiali sono i seguenti:

1.° *Otturatori con movimento parallelo all'asse della turbina,* formati da saracinesche che si abbassano fra le direttrici del distributore, guidate in scanalature disposte sulla corona di esso (fig. 214[1]);

2.° *Otturatori a farfalla,* girevoli sopra un asse nel senso del raggio potendo così assumere posizione verticale (apertura) ed orizzontale

(chiusura). Queste valvole a farfalla sono talvolta disposte in modo da poter chiudere od aprire insieme due condotti (fig. 214²);

3.° *Otturatori a scorrimento piano in senso radiale* (fig. 214³);

4.° *Otturatori a scorrimento ed a moto circolare* (fig. 214⁴), costituiti da anelli piani che, fatti ruotare sull'asse della turbina, vanno a coprire i condotti del distributore; tale sistema di otturamento, che è anche il più semplice per la manovra, si è applicato in addietro soltanto alle

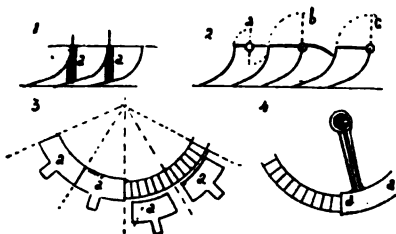



Fig. 214.

turbine parziali, in quanto la porzione di anello otturatore richiede che il distributore abbia uno sviluppo minore della semiperíferia; ma, in questi tempi, è stato adottato, e con semplicità di risultati, anche alle turbine complete.

Nei vari tipi è disposto di solito un quadrante graduato, allo scopo di indicare il numero dei condotti chiusi. Passando in rivista alcune forme

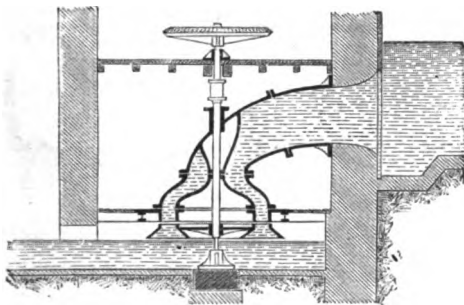



Fig. 215.

di impianto delle Girard, potremo mettere in evidenza il modo di applicazione e di manovra di alcuno dei vari sistemi di otturamento.

L'introduzione dell'acqua nella turbina è fatta d'ordinario a mezzo d'un tubo il quale, o si raccorda al distributore, come alla fig. 215, oppure immette in un cassone cilindrico sovrapposto al distributore, come a figura 216.

Per cadute eguali o minori da 3^{m} si toglie generalmente il tubo e si introduce l'acqua nella camera stessa della turbina, come a fig. 217. La sezione del distributore e della ruota, per turbine a camera d'acqua (fig. 217), è rappresentata nella fig. 218. Il distributore è fisso con un piastrone tondo o poligonale appoggiato ai travi *U* in legno, ferro o ghisa,

sostenuto nella sua parte centrale da tiranti T; l'albero A è di ghisa cavo

Fig. 216.

e gira su perno fisso alla sommità del palo P fuori dell'acqua, ed in po-

Fig. 217. Fig. 218.

sizione facilmente accessibile; il perno di base è così portato fuori d'acqua, colla solita disposizione caratteristica della Girard.

La fig. 218 dà esempio del primo *sistema di otturamento* a paratoie verticali *S*. La loro manovra viene effettuata dall'alto col sistema disegnato nelle fig. 219 e 220. *S*, *S*, aste distribuite circolarmente in numero

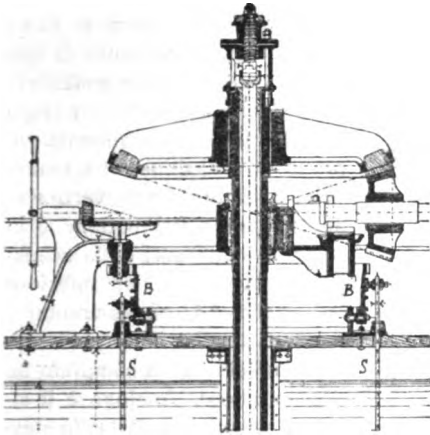
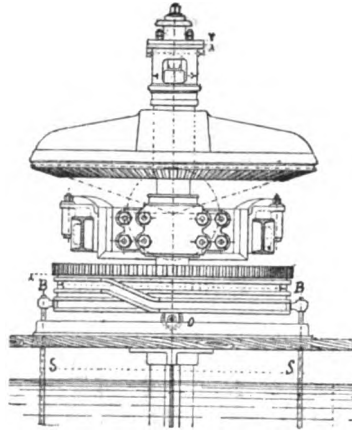



Fig. 219. Fig. 220.

eguale alle saracinesche, o gruppi di saracinesche, da manovrare inserite dentro le scanalature di un anello *B B*, mediante la rotazione del quale (fatta a mano con meccanismo ad ingranaggi, talvolta automaticamente

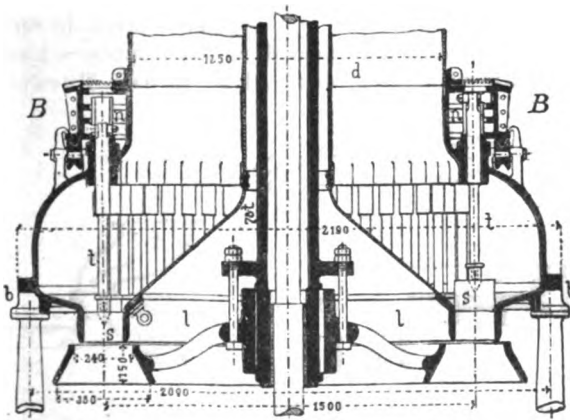



Fig. 221.

con regolatori centrifughi ad azione indiretta) si ponno far passare le aste dalla scanalatura superiore all'inferiore o viceversa, chiudendo nel primo caso parte o tutto il distributore, nel secondo aprendolo.

Una identica manovra delle paratoie otturatrici a movimento assiale si ha per turbine a introduzione forzata. In tal caso le aste di manovra delle paratoie escono per scatole a stoppa sul contorno nel tubo stesso, come alla fig. 221, che differisce dalla precedente per essere la scanala-

tura sulla parte interna dell'anello *B B*. Talvolta, per impedire rotture, nel caso che fra i condotti del distributore si trovino inseriti corpi estranei resistenti, l'attacco della paratoia all'asta di manovra si fa col mezzo di una molla.

Il secondo sistema di otturamento con valvole a cerniera si trova più raramente in uso. Può in esso farsi uso del tipo precedente di manovra, con anello a scanalature. La valvola a cerniera *a* (figura **222**[1]) porta lateralmente sul perno di rotazione una manovella *c*, unita all'asta verticale; nel passaggio del bottone d'estremità dell'asta, dalla scanalatura superiore all'inferiore dell'anello *b b*, si apriranno i condotti del distributore quando la manovella abbia compiuto un angolo di 90°. Analogo è il sistema della fig. **222**[2]. Dello stesso tipo è l'otturatore Joly con valvole a cerniera girevoli.

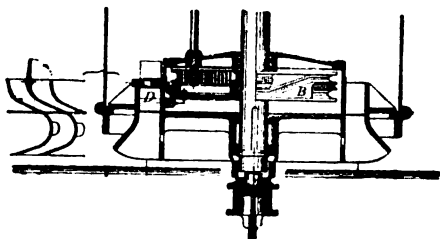
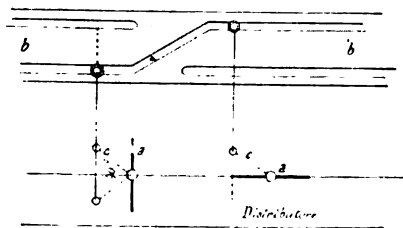



Fig. 222[1 · 2].

Il terzo sistema di otturamento (costruzione Roy) è raramente in uso per il costo e la difficoltà di registrazione. Il movimento in senso radiale dei registri viene ottenuto col mezzo di un anello piano a scanalature *B*, come mostra la disposizione schematica della fig. **223**[1]. Talvolta è ottenuto

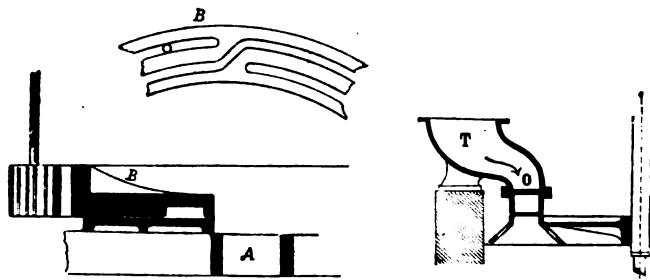



Fig. 223[1 · 2].

con asta filettata a vite, nella quale si prolunga il registro, e che esce allo esterno della camera d'acqua con scatola a stoppa; si fa girare una ruota infilata sull'asta, il cui mozzo è lavorato a madrevite.

Nota. L'anello cilindrico a doppia scanalatura che comanda i registri verticali, o le valvole a farfalla, giusta gli schemi delle fig. **219**, **220**, **221**, **222** e l'anello piano che comanda i registri scorrevoli tipo Roy come a fig. **223**, può essere fatto in modo che vi sia, non una sola scanalatura inclinata, la quale riunisce le scanalature interna e esterna dell'anello, ma

ve ne siano due diametralmente opposte, e opportunamente dirette, in modo di effettuare la chiusura o l'apertura intera del distributore soltanto con mezzo giro dell'anello stesso; ciò si potrà fare soltanto se le aste di manovra dei registri o delle valvole sieno in numero pari.

Il quarto sistema, con otturatori a movimento circolare, il più semplice nell'esecuzione, e nel funzionamento, applicato da tempo alle turbine parziali, tende a prendere il posto di tutti gli altri sistemi nelle tur-

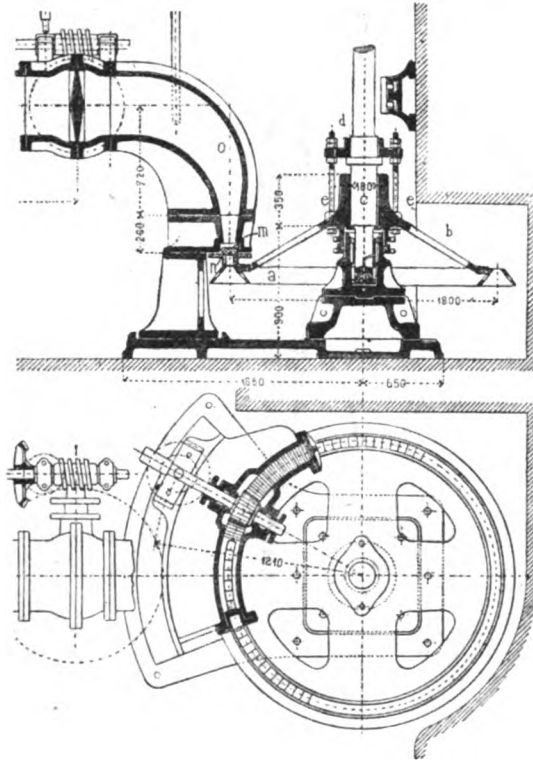



Fig. 224.

bine complete. Nelle *turbine parziali,* specie se l'arco aperto del distributore è limitato (cioè di molto inferiore alla semiperiferia) il tubo T conduttore dell'acqua (fig. 223[a]) si estende solo all'arco del distributore. L'otturatore O è costituito da un anello piano che esce lateralmente dal cassone per una scatola a stoppa ed è esternamente provvisto di corona dentata, colla quale, mediante rocchetto, può esser fatto girare a mano. Disposizione analoga ci è offerta dalla fig. 224.

Talvolta, come ne è esempio la fig. 216, per comodità di esecuzione, il cassone abbraccia tutta la periferia del distributore e il disco anulare $A\,A$, è composto di due parti simmetriche abbraccianti, per parzialità di un mezzo, ciascuna, un angolo di 90°.

Un altro esempio di turbina assiale parziale Girard si ha nella figura 225 della quale importa soltanto specificare il sistema otturatore ed il modo onde ne è fatta la manovra. Le direttrici del distributore occu-

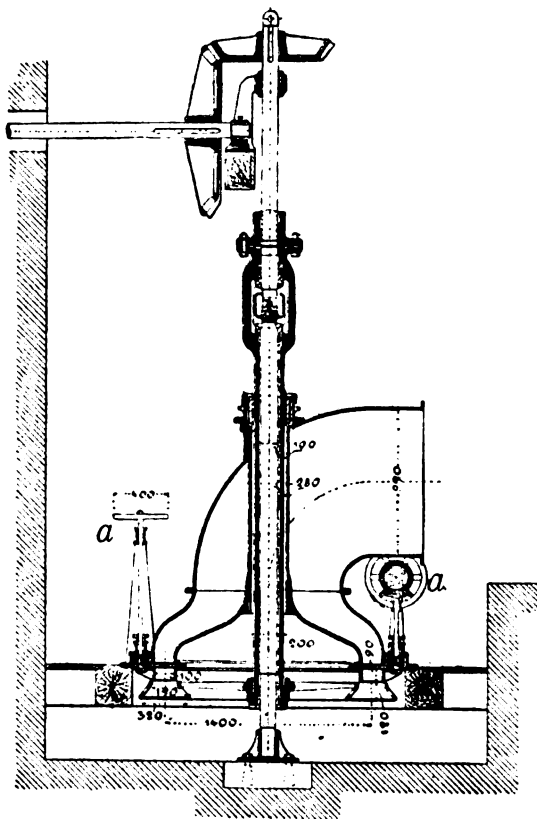



Fig. 225.

pano soltanto una porzione del contorno della ruota, come si vede nel parziale sviluppo del distributore dato dalla fig. 226, e sono divise in due

Fig. 226.

parti diametrali simmetriche la cui ampiezza massima non può essere evidentemente maggiore di 90°. L'otturatore è formato da una piastra scorrevole (generalmente in bronzo, se la caduta è grande) ripiegata ad angolo, portante la dentatura sull'ala verticale. La manovra è fatta con rocchetto, a mezzo dei due piccoli volani *a a*.

Una doppia turbina assiale parziale, con asse orizzontale, è quella costrutta da Kuhnert di Dresda (fig. $227^{1 \cdot 2}$). Le due turbine assiali sono

montate su un albero che passa attraverso la camera di introduzione. Il distributore E fa anche di otturatore, in quanto è reso interamente mobile, con disposizione che permette di variare il numero dei condotti distributori liberi. Il moto ottiensi colla coppia conica G. L'asse F_1 portante il rocchetto G porta pure il rocchetto F che ingrana col settore dentato cilindrico unito al distributore.

Nelle turbine *complete* la manovra con otturatori anulari era stata eseguita da Fontaine, fin dal 1858, facendo uso di otturatori elastici di cuoio fissati, da un capo alla corona del distributore, e dall'altro capo ad un rullo conico su cui si avvolgevano o si svolgevano, mediante rotazione del rullo stesso. Il sistema, di semplice esecuzione e manovra, aveva però il difetto di un consumo rapido dell'otturatore, nonchè la inattitudine a funzionare per cadute superiori ai 3 metri, causa l'insufficiente rigidezza.

I sistemi recenti riposano sull'uso di anelli conici, piani o cilin-

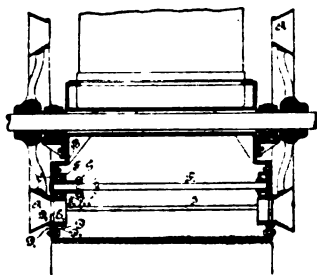



Fig 227[1 · 2].

drici, a moto circolare, foggiando il distributore della turbina in due parti distinte, ciascuna dell'ampiezza di mezza periferia sulla corona di introduzione dell'acqua al distributore stesso, in modo da evitare che l'anello otturatore (pure composto di due mezzi anelli aventi diametro diverso) debba chiudere, come avviene nei sistemi precedenti, in qualunque posizione, una parte del distributore, impedendo così che la turbina funzioni come completa; su questo principio riposano le costruzioni delle fig. 228, 229 e 230.

Nella fig. 228[1] (costruzione Laurent), il distributore, nella sua parte superiore, trovasi con mezzo anello all'infuori della mezzeria *m m*, e con mezzo anello all'interno; l'otturatore B B, piano, è composto pure di due mezzi anelli, i quali possono essere riuniti stabilmente fra di loro, in guisa da essere fatti ruotare con un solo rocchetto o; o possono essere indipendenti e manovrati separatamente. L'asta c di trazione impedisce un eccessivo attrito sul piano di scorrimento, il quale renderebbe difficile la manovra.

La fig. 228[2] (costruttore Stolberg), presenta le aperture del distributore, e gli anelli dell'otturatore conici.

La fig. 228[3] (costruzione Queva), presenta invece, pel distributore, aperture, per mezza periferia piane e per mezza periferia cilindriche. Il movimento dell'otturatore, metà piano e metà cilindrico, riesce, a cagione di quest'ultima superficie, assai agevolato.

Altra turbina assiale con otturatore cilindrico a scorrimento (analoga alla turbina Queva) è costrutta dalla ditta Riva di Milano. La

fig. 229 ne rappresenta la sezione. L'otturatore cilindrico a scorrimento X è provvisto sul contorno di aperture pel passaggio d'acqua. Queste aperture si trovano per metà dell'otturatore vicine all'orlo inferiore, mentre per l'altra metà si trovano vicine all'orlo superiore. Corrispondentemente il getto W, che sta al di sopra del distributore v propriamente detto, presenta per metà contorno le aperture di passaggio al basso e per metà all'alto; sicchè, con mezza rotazione dell'otturatore cilindrico (ottenuta colla vite y e ruota elicoidale unita ad x), la turbina può essere interamente chiusa o interamente aperta. Questa turbina presenta anche un sistema di sospensione superiore speciale, senza palo fisso, che si esaminerà in appresso. Notasi che in questa turbina la ruota mobile è costrutta sullo stesso sistema per cui la turbina è resa indifferente alle variazioni del livello di scarico che possono annegarla; e ciò coll'aver sostituito alla crociera un disco chiuso, limitati gli spiragli d'aria t alla corona interna e fatta comunicare questa coll'atmosfera mediante l'albero cavo in ghisa che fa da albero motore della turbina.

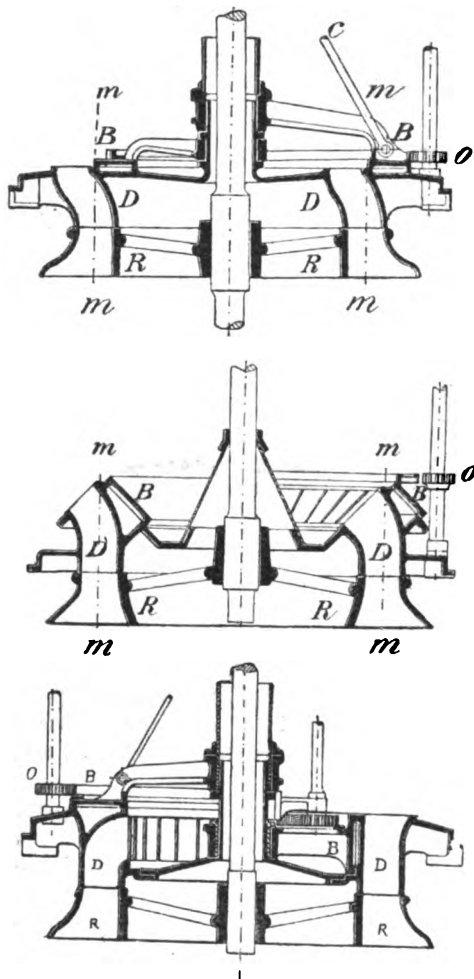



Fig. 228[1, 2, 3].

La fig. 230 (costruttore Lehmann) è così disposta da far ruotare senz'altro l'intero distributore.

Notiamo che questi tipi recenti di otturatori si accompagnano, nei nostri disegni, a turbine con svasamento dissimetrico, forma che prevale nelle costruzioni odierne.

Della manovra degli otturatori con regolatori centrifughi diremo in appresso.

Chiudiamo il cenno col ricordare l'otturatore *Joly*. La caratteristica di questo risiede per intero nella forma del distributore rappresentato dalla fig. 231, le cui direttrici sono costituite da due parti, la superiore mobile su perni t, che mediante conveniente manovra meccanica, possono venire

in numero necessario aperte sul prolungamento delle direttrici o adagiate su di esse per chiudere i condotti distributori. *A B* è la direttrice fissa, *B C* la valvola a cerniera che può disporsi sul suo prolungamento o nella

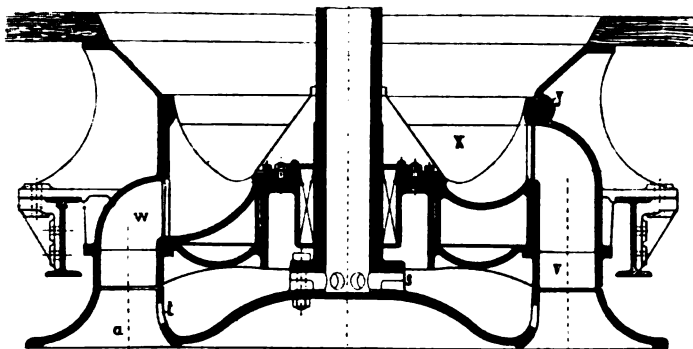



Fig. 229.

posizione di chiusura. Su ciascuno di questi registri è applicata di fusione un' ala *b b* laterale, che porta all' esterno gli sporti *d . j*, e all' interno lo sporto *c*. All' esterno del distributore è concentrica, è una corona dentata, mobile a mano o meccanicamente, portante perni di scorrimento, ed al cui moto circolare corrisponde il moto delle cerniere otturatrici. *S* è uno di questi pezzi; la sua superficie $r\, r_1\, r_2$ nel moto di avanzamento scorre lungo *j*, obbligando la valvola a sollevarsi. Per mantenerla in posto ed impedirne la ricaduta lo sporto *d* si applica al di sotto dello sporto *c* della direttrice prossima. Il moto retrogrado della corona dentata produce la chiusura della cerniera, come il moto di avanzamento ne produce l' apertura.

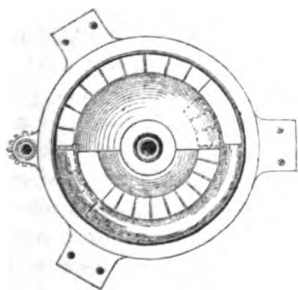
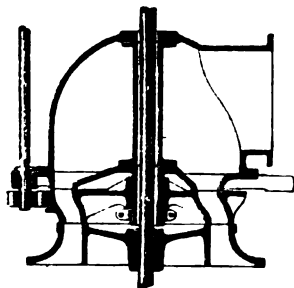



Fig. 230.

Citiamo da ultimo fra le turbine as-

Fig. 231.

siali, la ***turbina diagonale Zodel,*** che in realtà sarebbe un tipo intermedio fra le turbine assiali e le radiali, pur partecipando meglio al carattere delle prime. Il piano di introduzione d' acqua fra distributore e turbina forma coll'asse una superficie conica, il che ha lo scopo di rendere minore la differenza fra il raggio esterno e l'interno della corona, quindi piccole le

variazioni di forma del parallelogrammo all' introduzione nei vari punti delle palette. Abbiamo citato tale disposizione senza tuttavia ritenerla veramente efficace. I sistemi di otturamento sono i soliti.

18. Le variazioni di caduta nelle turbine Girard. — Mentre, per quanto riguarda le variazioni di volume, la turbina Girard completa o parziale, provvista di otturatore, ha una superiorità incontestata sugli altri motori, alcune osservazioni si debbono fare per quanto riguarda la caduta disponibile e le variazioni cui può essere soggetta. Le variazioni di livello ponno verificarsi al canale di arrivo e di scarico; tuttavia, con manovra conveniente della paratoia dello scaricatore, nel caso di acque in eccesso, o del sistema di otturamento nel caso di acque in difetto, può sempre rendersi il livello d'arrivo o di monte costante, e come tale considerarsi. Più sensibili, ed il più delle volte non tali da poter essere artificialmente evitate, sono le oscillazioni del pelo d'acqua allo scarico. Una turbina Girard, perchè il funzionamento ne sia regolare in relazione al principio su cui riposa, deve essere collocata ad un'altezza h almeno di qualche centimetro sopra il massimo livello dello scarico. Se ciò non è, la ruota mobile si annega, si disturba il libero movimento del getto e si provocano urti contro masse liquide stagnanti, e maggiori resistenze d'attrito nel movimento della ruota. Ne risulta una perdita assai notevole di effetto utile, variabile dal 10 al 12 °/₀ dell'effetto utile a turbina libera, il quale aumenta ancora quanto più la turbina sia parziale. La turbina deve perciò collocarsi sopra il livello di scarico corrispondente alle acque massime; se almeno non credesi conveniente tenerla superiore appena al di sopra delle acque medie, o in riguardo alla poca durata del livello massimo di scarico, o in riguardo al fatto che quest'ultimo possa essere concomitante ad abbondanza d'acqua; nel quale caso, la perdita che si risente per l'annegamento è, rispetto al lavoro richiesto al motore, trascurabile.

Nel caso di grandi cadute è d'ordinario indifferente che la ruota mobile venga tenuta più o meno alta sopra il livello di scarico. Non così è nel caso delle piccole cadute, per cui l'altezza h rappresenta una frazione non trascurabile del lavoro. In questo caso conviene collocare la turbina più bassa che possibile, tenendo il livello di scarico artificialmente più basso del livello naturale, colla *idropneumatizzazione* (fig. 232[1]). La turbina è idropneumatizzata quando essa è coperta da una campana A unita al distributore e nella quale si comprime l'aria mediante il tubo C in guisa che il livello si abbassi di h_1 sotto il livello naturale, lasciando libera la ruota mobile. Il lavoro necessario alla compressione d'aria e la resistenza che si sviluppa nel muoversi della turbina dentro l'aria compressa sono nel loro insieme assai minori della perdita che si avrebbe a turbina annegata.

Per ottenere il medesimo scopo, la ditta Riva costruisce un tipo di turbina Girard, nel quale con disposizione ingegnosa si è cercato evitare l'effetto dannoso che ha il parziale annegamento della ruota mobile; si sa infatti che la turbina Girard annegata scema di molto il proprio effetto utile per esser distrurbato il movimento del getto liquido ed espulsa o compressa l'aria nella capacità libera racchiusa fra due palette.

La disposizione di questa turbina è rappresentata nella fig. 233, in sezione. La turbina è a condotta forzata con camera d'acqua metallica, e

Fig. 232[1·2].

Fig. 233.

l'otturatore è formato con paratoie verticali manovrate a mezzo dell'anello cilindrico a scanalatura, in alto. La specialità del sistema risiede in ciò che la ruota mobile *a a* possiede corona esterna chiusa, gli spiragli d'aria essendo aperti sulla corona interna; questi però si trovano al di sopra del disco *b* che sostituisce la crociera di razza. La capacità sopra *b*, e quindi gli spiragli fra le palette comunicano coll'aria atmosferica mediante alcuni tubi indicati con *c*.

Quando poi, a caduta piccola, non si abbia sul piano di introduzione nel distributore un carico tale (almeno $1^m,20$) che impedisca il formarsi d'un dislivello o d'un imbuto, si può far uso delle ***turbine a sifone***, (fig. 232[2]), con o senza idropneumatizzazione, secondo il bisogno.

Ad evitare in parte gli inconvenienti derivanti dell' annegamento nelle Girard, e nello stesso tempo quelli che derivano dalle variazioni del volume nelle Jonval, si è da tempo fatto uso delle ***turbine d'azione a getto chiuso.***

§ 5.

TURBINE D'AZIONE A GETTO CHIUSO.

19. Forma delle palette e delle corone. — Già al § 3 sono state brevemente indicate le condizioni che caratterizzano una turbina d'azione di tal specie. L'acqua entra sulla ruota mobile, immersa nello scarico, con una velocità che corrisponde al carico della caduta intera; la velocità relativa lungo la paletta mantiene un valore costante cambiando solo di direzione (se si trascurano le resistenze) e la vena liquida nel percorrere la ruota mobile occupa per intero il vano fra due palette consecutive, dando al loro dorso forma opportuna.

Al n.° 12 sono indicate le relazioni fondamentali che legano fra loro gli elementi pel calcolo di queste turbine. Notiamo incidentalmente che esse differiscono da quelli della Girard se si suppone $c_1 = 0$, cioè nulla l'altezza della ruota mobile, o quanto meno nullo il suo effetto nell'accelerare della velocità relativa. È facile riconocere come avviene il movimento dell'acqua nei canali della ruota mobile.

L'acqua entra sulla ruota (fig. 234[1]) con velocità relativa u_1 e senza pressione. Poichè la ruota mobile è immersa nello scarico, le resistenze al movimento si dovranno vincere a spese del carico $u_1^2/2g$, per cui sarà la velocità relativa d'uscita $u_2 \lesseqgtr u_1$

$$u_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \varphi_5}} u_1.$$

La differenza in ogni caso è piccola. Ma questa legge di variazione della velocità, da u_1 ad u_2, non è secondata dalla forma delle palette se queste hanno spessore uniforme. I loro profili interni essendo identici o quasi alla Girard, le sezioni normali del canale, per palette di spessore uniforme, vanno crescendo da *A* a *C*, e diminuendo da *C* ad *F*. Ne risulta che la vena liquida in moto non riempie per intero il canale, talchè si avrà uno spazio *G H F* riempiuto d'aria, o d' acqua che non partecipa al movimento di discesa.

La interposizione di una tal massa fluida e le perdite per urto cui essa dà luogo renderebbero una tal turbina d'azione inferiore alle turbine a reazione ed alla Girard. Si rimuove l'inconveniente coll'uso delle retro-palette, (palette Hänel) foggiando cioè le palette della ruota mobile, posteriormente, in modo da delimitare il profilo della vena liquida teoricamente tracciato (fig. 234[2]); tali palette o sono in ghisa internamente vuote, (il vuoto passando traverso le corone delle ruote mobile) o composte con due lamiere chiodate aventi ciascuna la necessaria curvatura. Queva ha tentato, per comodo di lavoro, di sostituire alla retropaletta la corona a scanalatura (fig. 234[3]) ottenendo così, coll'avvicinare le corone della ruota in punti determinati, di restringere la sezione alla misura voluta dove

Fig. 234[1·2·3].

questo restringimento è necessario. Non sembra che tale sistema sia preferibile alla retropaletta, perchè si obbliga con esso la corrente liquida ad una deviazione.

20. *Tracciamento delle turbine d'azione.* — Il tracciamento d'una turbina d'azione semplice procede con metodo parallelo a quello svolto per la turbina Girard. I valori numerici che si fissano a priori per la calcolazione del distributore e della ruota mobile sono identici e scelti col medesimo criterio. Si segue così passo passo lo svolgimento dato per le Girard, avendo cura di sostituire il valore di V dato dalla

$$V = \frac{1}{\sqrt{1 + \varphi_1 + \varphi_2}} \sqrt{2gH},$$

poi di determinare β colla (61), cioè

$$\operatorname{sen}(\beta - \alpha_1) = \frac{\operatorname{sen}\alpha_1 \cos\alpha_2}{\sqrt{1 + \varphi_2}},$$

dove essendo dato α_1 basterà fissare α_2 ($\alpha_2 =$ circa ad α_1 cioè da $18^\circ \sim 22^\circ$) per aver β. Colle ipotesi $\alpha_2 = 0$, $v = u_2$ si fisserà invece la velocità periferica $v = \frac{V}{2\cos\alpha_1}$ e quindi $\beta = 2\alpha$; alla (62) si sostituirà

$$u_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \varphi_2}} u_1$$

e si farà, perchè il getto lambisca le due palette all'uscita,

$$\frac{2\pi r}{i_1} \operatorname{sen}\alpha_2 - s_1 = \frac{Q}{i_1 b_2 u_2}.$$

Anche nelle palette delle turbine d'azione si è introdotto l'uso razionale dello svasamento dissimetrico per cui il valore di u_2, come a (66), si avrà dalla

$$u_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \varphi_2}} \sqrt{u_1^2 + v^2 - v_1^2 \frac{r_1^2}{r^2}}.$$

È importante tracciare con precisione il profilo della vena liquida, il quale serve alla costruzione della retropaletta; si farà come a pag. 247, determinando i diversi valori di a_x colla

$$a_x = \frac{Q}{i_1} \cdot \frac{1}{b_x u_x}$$

facendosi

$$u_x = \frac{1}{\sqrt{1 + \varphi_2}} u_1 ,$$

il valore di φ_2' è $< \varphi_2$ per il minore sviluppo di canale fino a quel punto percorso.

Costruzione della paletta e della direttrice come a pag. 247 e 250, a parte la retropaletta.

21. Sistemi di otturamento: disposizioni diverse di turbine d'azione. — Le turbine ad azione a getto chiuso non incontrano, se lavorano come turbine parziali, l'inconveniente che si ha nelle turbine a

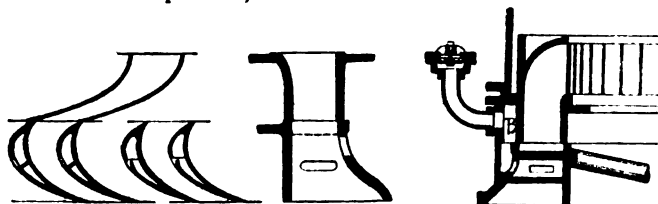



Fig. 235¹·²·³.

reazione per essere insita nell'acqua una pressione idrostatica, malgrado non evitino per intero l'urto fra l'acqua che entra e quella che riempie il canale della ruota mobile, nel momento in cui i condotti passano dall'arco chiuso all'arco aperto del distributore. Perciò possono essere loro applicati i sistemi di otturamento che abbiamo esaminati al n.° 17, senza sensibile diminuzione di effetto utile. Anche la costruzione generale dell'impianto è identica a quella delle turbine Girard assiali.

I risultati del tracciamento indicato tanto poco differiscono da quelli della Girard, che si è pensato di dare alla paletta una disposizione tale per cui la turbina a retropaletta potesse funzionare come turbina a libera deviazione quando si trovasse libera sul livello di scarico, e come turbina d'azione semplice quando, per le variazioni del livello di scarico, la ruota mobile si trovasse per intero od in parte immersa nello stesso.

A questo proposito si conosce la disposizione Lehmann fig. 235¹·². I canali della ruota mobile (fig. 235²), mediante fori praticati nella retropaletta, sono collegati allo spazio cavo fra palette e contropaletta e con questo all'aria esterna; finchè la turbina lavora sopra lo scarico, l'aria

entra dall'esterno nei canali della ruota; nel caso inverso, l'acqua riempie gli spazi vuoti e la turbina agisce ad azione semplice, in buone condizioni perchè l'acqua, che ha riempiuto i detti spazi, li occupa in modo da non esercitare urto sovra la vena mobile.

La fig. 235[a], rappresentante una turbina di tal specie, ove l'aria si introduce per lo spazio anulare *B* ed il tubo ricurvo che gli fa seguito, mostra come sia stato applicato il sistema otturatore *Queva* con distributore metà cilindrico e metà piano.

Si applica anche spesso il sistema di chiusura a movimento assiale con paratoie verticali, formate nel modo che indica la fig. 236, ove le paratoie *b* e l'asta verticale di manovra *a*, comandata dal solito anello a scanalature, sono tubulari, in guisa da permettere la introduzione dell'aria esterna dall'alto e facilitare il vuotarsi dei condotti d'acqua, nel caso che una

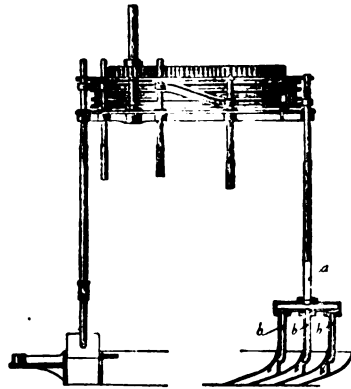



Fig. 236.

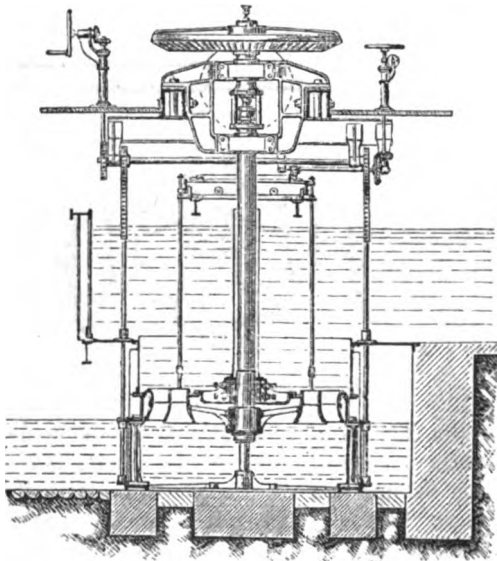



Fig. 237.

turbina d'azione lavori parziale come turbina a getto libero.

Ci siamo limitati a pochi cenni (a pag. 219) sulle turbine d'azione tubulari; diciamo qui che esse si tracciano come le turbine esaminate in questo paragrafo.

Ultimamente vennero suggerite *turbine composte a doppia corona* (fig. 237), di cui la parte interna funziona come turbina d'azione tu-

bulare o no, l'esterna come turbina a reazione o a getto libero, od inversamente.

Altro tipo ci è offerto dalla *turbine doppia, metà Jonval metà Hänel (o Girard) a perno scaricato.* — Nelle turbine assiali la pressione verticale sulle palette della ruota mobile è tanto maggiore quanto più è alto il grado di reazione; molto minore è tal carico nelle turbine Girard ed Hänel; facendo avvenire nel primo caso l'ammissione d'acqua al di sotto la pressione verticale tende a sollevare la turbina e scaricare il perno.

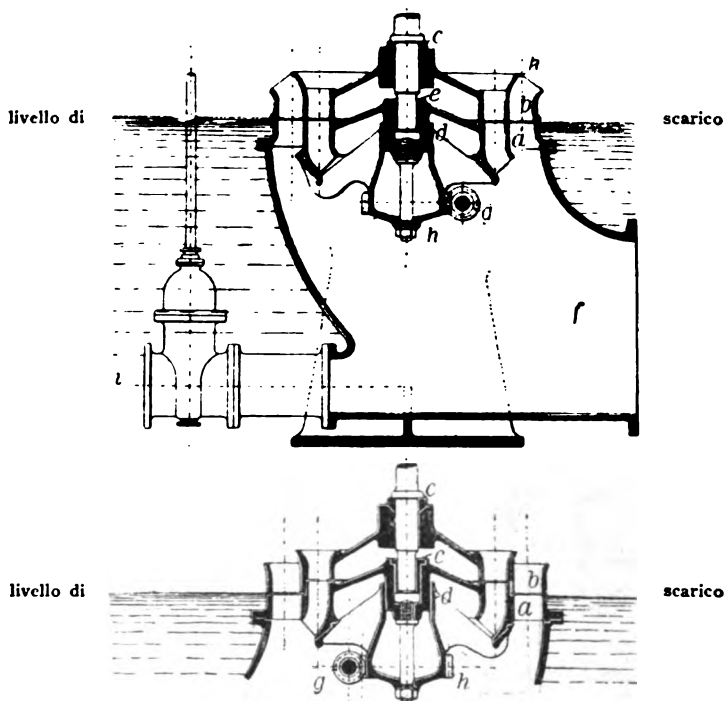



Fig. 238[1·2].

Per impiegare utilmente tale disposizione si dovrebbe perciò far uso di turbine Jonval assiali rovesciate; ma, come sappiamo, tale sistema incontra gravi difficoltà pel sistema otturatore se vuolsi mantenere un buon effetto utile a portate variabili. Ad evitare la difficoltà Ganz ha proposto l'uso di turbine doppie assiali, aventi un asse comune, una delle quali funzionasse a reazione, con alto grado di reazione e ad ammissione sempre completa corrispondente alla portata minima, mentre l'altra funzionasse come turbina Girard od Hänel e fosse provvista del sistema otturatore.

Tale costruzione è appunto rappresentata nelle fig. 238[1·2]; i due distributori sono indicati con *a*, e con *b* le due ruote mobili costituite di un unico getto fissato all'albero della turbina e il cui mozzo trasmette la pressione verticale all'albero coll'anello *c* in due pezzi. Il mozzo del distributore porta il collare per l'albero. Delle due turbine, la esterna è a

reazione, l'interna d'azione, ed è formata di un otturatore conico a scorrimento, manovrato con vite perpetua g e ruota elicoidale h; f è il tubo di ammissione. Le due figure danno due diverse disposizioni di profilatura delle ruote mobili, tali che le vene liquide affluenti non si disturbino.

Queste combinazioni, dirette in pratica a scopi diversi, facendo funzionare insieme le due parti pei diversi volumi e diversi livelli di scarico, o sopprimendo l'azione di una delle parti se il volume diminuisca, costituiscono però una complicazione che non sembra atta, anche per le difficoltà di calcolo, a fornire in pratica convenienti risultati.

§ 6.

Forma delle palette e delle direttrici nelle turbine assiali.

22. Perdite di lavoro per le palette e direttrici elicoidali. — Le direttrici e le palette delle turbine assiali sono formate da superfici elicoidali generate da un raggio il quale, mantenendosi orizzontale, si muove appoggiando sull'asse della turbina da un lato, e sul profilo disegnato per la direttrice o la paletta alla periferia media dell'altro. La natura di tal superficie è causa d'una perdita di lavoro.

Il tracciamento fatto per le palette e le direttrici ritiene infatti che le condizioni di introduzione e di scarico del filetto medio sieno verificate per ogni filetto liquido preso in qualunque punto fra le due corone, esterna ed interna, della ruota. In realtà ciò non si verifica, perchè la generatrice orizzontale incontra sempre l'asse di rotazione della turbina assiale; quindi, alla periferia della corona interna α_1, α_2, e β diventano più piccoli che sulla periferia media, e alla periferia della corona esterna più grandi. L'acqua affluendo dal distributore con una velocità determinata, con angoli di introduzione diversi rispetto alla paletta ed alla direttrice, ed assumendo velocità periferiche diverse nei vari punti della ruota, l'introduzione avverrà senz'urto solo sul filetto medio. Di qui una perdita di lavoro all'introduzione, ed una diversa perdita di velocità allo scarico.

Se gli elementi che corrispondono alla periferia media si indicano, come si è fatto in addietro, con r, $v\,(=\omega r)$, α_1, β, α_2, e quelli che corrispondono ad un punto di introduzione distante x dal centro con x, v_x $(=\omega x)$, α_{1x}, β_x, α_{2x}, si ha dalla fig. 239 (in cui la direttrice tratteggiata BA corrisponde alla sezione sul cilindro medio, la CD alla sezione su un cilindro di raggio x, supposte le palette elicoidali)

$$\tang \alpha_1 = BE : AE, \qquad \tang \alpha_{1x} = DF : CF$$

e per essere

$$DF = BE, \qquad CF = AE\frac{x}{r}$$

$$\tang \alpha_{1x} = {}^r/_x \tang \alpha_1\,; \quad \text{così pure} \quad \tang \beta_x = {}^r/_x \tang \beta. \qquad (70)$$

Sul cilindro medio, per il profilo AB della direttrice, si ha la velocità relativa di introduzione u_1, senza perdita per urto. Nella posizione DC si perde, come risulta dalla composizione del parallelogrammo, una velo-

cità HG (perpendicolare a CG) il cui valore è

$$HG = V \operatorname{sen}(\alpha_x + 180^\circ - \beta_x) - v_x \operatorname{sen}(180^\circ - \beta_x) =$$
$$= V \operatorname{sen}(\beta_x - \alpha_{1x}) - {}^v/_r\, x \operatorname{sen}\beta_x ; \qquad (71)$$

quindi il lavoro perduto per kg. d'acqua sarà $\overline{HG}^2/_{2g}$. Per $x < r$, HG è positivo e si verifica un urto dell'acqua contro le palette della ruota mobile; per $x > r$, HG è negativo ed è il dorso della paletta della ruota mobile che urta contro l'acqua. Se portiamo su MN, come base, le ordinate rappresentanti nei vari punti questa perdita, essa sarà nulla al

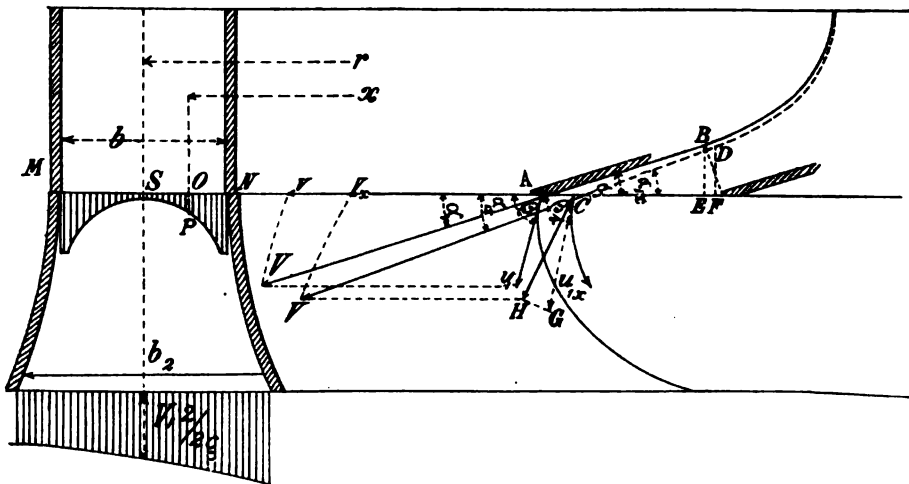



Fig. 239.

punto S e massima in M ed N. L'ordinata media rappresenta la media perdita di caduta in colonna d'acqua.

Per $\beta = 90^\circ$, nel qual caso $\beta_x = \beta = 90^\circ$, si otterrebbe:

$$HG = \frac{v}{r}(r - x) = \frac{v}{r}\frac{b_1}{2}$$

quindi

$$\frac{\overline{HG}^2}{2g} = \frac{\omega^2}{2g}\frac{b_1^2}{2}, \qquad (72)$$

essendo ω la velocità angolare. L'ordinata media diverrebbe

$$\frac{1}{24}\frac{\omega^2}{g} b_1^2,$$

cioè la perdita per le palette e le direttrici elicoidali crescerebbe col quadrato della larghezza della corona e col quadrato della velocità angolare (o del numero dei giri).

A questa perdita, per l'ingresso sulla ruota mobile, devesi aggiungere la perdita allo scarico; il valore di $\frac{V_1^2}{2g}$ (V_1 velocità assoluta di

scarico normale al piano della ruota mobile) assume valori diversi i quali vanno crescendo dalla periferia media verso la corona interna e diminuendo verso l'esterna, come alla superficie tratteggiata nella figura, su cui non crediamo arrestarci a dare dettagliata spiegazione. Queste perdite si fanno maggiori se le velocità periferiche si allontanano (in aumento o in diminuzione) dalla velocità media.

Sarebbe perciò conveniente fissare a priori quella forma di paletta e di direttrice per cui, in qualunque punto, l'acqua entri senz'urto sulla ruota, stabilendo allo scopo gli opportuni valori di α_{1x} e β_x, di modo che allo scarico della ruota mobile il valore di α_{2x} nei vari punti sia tale che V_1 sia costante sulla larghezza b_2.

La condizione all'uscita della ruota mobile è espressa da

$$V_1 = v_x \operatorname{tang} \alpha_{2x} \quad \text{cioè} \quad \operatorname{tang} \alpha_{2x} = \frac{V_1}{\omega} \frac{1}{x}$$

ovvero

$$\cot \alpha_{2x} = \frac{\omega}{V_1} x. \tag{73}$$

La condizione imposta per l'ingresso sulla ruota mobile senz'urto è:

$$V = v_x \cdot \frac{\operatorname{sen} \beta_x}{\operatorname{sen}(\beta_x - \alpha_{1x})} \quad \text{cioè} \quad \cot \beta_x = \frac{V \cos \alpha_{1x} - v_x}{V \operatorname{sen} \alpha_{1x}}. \tag{74}$$

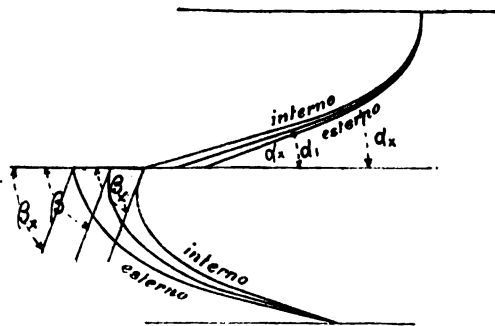
Se ammettiamo ora che la formula (13) esatta per le turbine tubulari ad azione o reazione possa applicarsi con sufficiente approssimazione anche alla Girard, almeno nella sezione di introduzione e di scarico, si avrebbe in genere

$$V v_x . \cos \alpha_{1x} = \varepsilon_1 g H; \tag{75}$$

si può allora cavarne α_{1x}, quindi dalla precedente il valore di β_x per ogni punto determinato, sull'ipotesi che V sia costante, e v_x sia determinata dal tracciamento fatto sul filetto medio, cioè da $v \frac{x}{r} . = v_x$.

Fig. 240.

I pochi cenni svolti bastino a dare una rapida idea del modo con cui ponno evitarsi gli inconvenienti delle superfici elicoidali.

Risulta, dalle tre formule che danno i valori di α_{1x}, β_x e α_{2x}, che i primi due crescono con x e cioè colla distanza del punto considerato dall'asse della turbina. Le linee delle palette, in corrispondenza al gioco fra distributore e ruota, non riescono più dirette radialmente come nelle palette elicoidali come dimostra la fig. 240, dove le tre linee rappresentano le direzioni delle palette e delle direttrici alla corona esterna, all'interna

e sul filetto medio, sul quale è fatto il tracciamento studiato nei paragrafi precedenti.

Con tale metodo di tracciamento le generatrici per le palette e per le direttrici non sono più radiali; ed in corrispondenza al gioco esse si trovano inclinate l'una rispetto all'altra.

23. Palette e direttrici Meissner. — Per obbedire in parte almeno a questi principii, ed insieme per evitare lo spostamento $C'E$ del filetto nella fig. 210 e poter costrurre, come è d'uso, simmetrica nelle turbine d'azione la corona della ruota mobile, Meissner ha introdotto l'uso delle palette curve a superficie cilindrica, giusta la forma che è rappresentata nella fig. 241. Determinato il cammino assoluto del filetto liquido sulla ruota mobile in base alla costruzione nota, se ne porta la proiezione sulla periferia media in mn. Si conduce per m il raggio e pel punto n una parallela rns a questo raggio; è questa la direzione dello spigolo

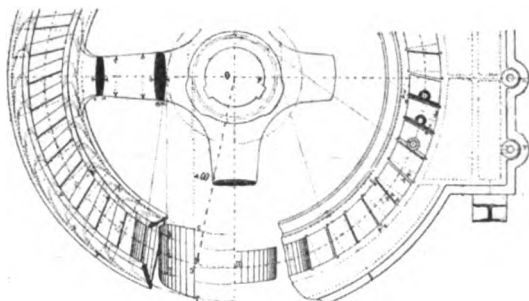



Fig. 241.

inferiore della paletta; tutti gli spigoli inferiori delle palette avranno le loro direzioni tangenti al circolo di raggio mo, centro O. Le palette sono generate da linee che, muovendosi sulla sezione media tracciata coi precedenti metodi, si conservano parallele ad rs formando così una superficie cilindrica.

Si può anche, più semplicemente, tracciare la linea rs senza bisogno di conoscere la proiezione del cammino assoluto, formando l'angolo $\omega = Ons =$ all'angolo AEI della fig. 210.

Le direttrici del distributore possono pure essere formate come superfici cilindriche.

§ 7.

Turbine radiali.

24. Le turbine radiali in genere. — Lo studio delle turbine radiali si fa colle medesime norme e collo stesso processo col quale venne fatto lo studio delle turbine assiali. Le turbine radiali si dividono in turbine a introduzione esterna, e ad introduzione interna. Ciascuno di questi tipi può essere adoperato come turbina a reazione, o turbina d'azione, con o senza getto libero; però, per ogni tipo determinato di turbina radiale, la

pratica generale ha ristretto d'ordinario l'applicazione ad un modo d'azione dell'acqua che pure è determinato. Noi diciamo fin d'ora che, salvo le turbine d'azione ad introduzione interna parziali ad asse orizzontale, agenti con getto libero, le turbine radiali non offrono presso di noi in Europa l'importanza pratica delle turbine assiali. Tuttavia, i costruttori americani di turbine si sono rivolti con una spiccata preferenza a questi tipi di motori, annunziando per essi risultati sperimentali assai soddisfacenti che la teoria e la pratica confermano, tanto che questi motori si diffondono ormai anche presso di noi.

Le turbine radiali a reazione, a introduzione esterna, complete, si chiamano infatti anche col nome *turbine americane.*

Una turbina radiale ha per carattere distintivo che le velocità periferiche della ruota mobile all'ingresso ad all'uscita sono diverse fra loro, e precisamente stanno nel rapporto dei rispettivi raggi. Salvo questa differenza, i metodi di tracciamento seguono lo stesso processo che nelle turbine assiali; ed i noti parallelogrammi per l'introduzione *senz' urto* e lo scarico *in senso radiale* vengono tracciati nel modo stesso sui punti di introduzione e di scarico. Le variazioni della velocità relativa lungo la paletta sono influenzate dalla forza centrifuga (per le diverse velocità periferiche v e v_1 all'introduzione od allo scarico) che accelera il moto dell'acqua nelle turbine ad introduzione interna, e lo rallenta in quelle ad introduzione esterna.

25. *Formule generali.* — Nelle turbine tubulari (ad azione o reazione) e cioè a completo riempimento dei canali della ruota mobile, la relazione (12) prende la forma

$$(V^2 - V_1^2) + (v^2 - v_1^2) + (u_2^2 - u_1^2) = 2 g \varepsilon_1 H; \qquad (76)$$

i vari elementi si riferiscono alle notazioni della fig. 242; che rappresenta

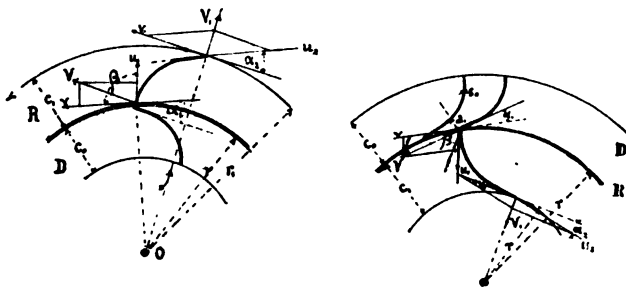



Fig. 242.

sezioni fatte in una turbina radiale con un piano perpendicolare all'asse, dove il distributore D è esterno o interno, secondo che la turbina sia centripeta o centrifuga.

Sostituendo le relazioni $V_1^2 = u_2^2 - v_1^2$ e $u_1^2 = V^2 + v^2 - 2 V v \cos \alpha_1$ nella (76), si ottiene la

$$V v \cos \alpha_1 = g\,(\varepsilon_1 H)$$

identica alla formula (13), e dalla quale collo stesso metodo indicato al n.° 6 si possono trovare le formule (14) e (15) fornenti la velocità di introduzione e la velocità periferica del massimo effetto.

Le deduzioni che si ponno cavare pei valori di β ed α_1 non diversificano da quelle indicate a pag. 220 e seguenti.

Devesi però osservare che il valore di u_2 riesce nelle turbine radiali diverso dal corrispondente valore indicato per le turbine assiali. Nella turbine a reazione, a parte le resistenze, sarà

$$u_2 = \sqrt{u_1^2 + 2gH_1 + v_1^2 - v^2} = \sqrt{u_1^2 + 2gH_1 + v^2\left(\frac{r_1^2}{r^2} - 1\right)} \qquad (77)$$

essendo H_1 la porzione di caduta che agisce per reazione, determinabile ove sieno noti β ed α_1. Nella turbina d'azione semplice, il valore di V corrisponde alla caduta totale, ma non può essere $u_2 = u_1$ poichè si avrà non solo il ritardo nella velocità relativa che dipende dalle resistenze d'attrito, ma ancora un ritardo od una accelerazione per la forza centrifuga, secondo i valori di v e v_1; sarà quindi

$$u_2 = \sqrt{u_1^2 + v^2\left(\frac{r_1^2}{r^2} - 1\right)}. \qquad (78)$$

Infine, nelle turbine radiali d'azione a getto libero (turbine Girard), la velocità V corrisponderà sempre al carico effettivo sopra il distributore; ma se l'asse è orizzontale, (distributore parziale), l'altezza della ruota mobile c_1 concorre, per l'azione della gravità, all'aumento di u_2, il quale diventa:

$$u_2 = \sqrt{u_1^2 + 2gc_1 + v^2\left(\frac{r_1^2}{r^2} - 1\right)}; \qquad (79)$$

se l'asse è verticale, è nulla l'azione della gravità lungo la ruota mobile, e la formula dà, come per la turbine d'azione,

$$u_2 = \sqrt{u_1^2 + v^2\left(\frac{r_1^2}{r^2} - 1\right)},$$

a meno che la corona non prenda forma dissimetrica ripiegandosi al basso, nel qual caso, nel termine $2gc_1$, si pone per c_1 lo spostamento avvenuto in senso verticale sul filetto medio.

La forma esterna della paletta, a cucchiaio o no, definisce quindi, anche in queste turbine, e colle stesse norme che nelle turbine assiali, il modo di azione dell'acqua. Più la turbina lavora a reazione più β è grande, fino al limite $\beta = 90° + \frac{\alpha}{2}$ (ord.° $\beta = 90°$, al qual caso corrisponde circa metà lavoro d'azione e metà a reazione). Per lavoro a semplice azione la paletta si rende concava, con o senza retropaletta, secondo che si tratti d'azione semplice o di azione con getto libero. I valori di β od α_1 (se non si accetta la nota relazione $\beta = 2\alpha_1$) sono legati da relazioni analoghe alla (50), le quali differiscono dalla (50) pel fatto che i valori di u_2 sono nelle turbine radiali diversi che nelle turbine assiali.

Non intendiamo sviluppare al completo le considerazioni generali relative alle turbine radiali, per cui non avremmo che a seguire passo passo quanto si è detto per le assiali cavandone le stesse conseguenze.

Ci limitiamo invece a considerare l'argomento sotto un aspetto pratico, prendendo ad esaminare gli esempi di applicazione che ci offrono i vari tipi di turbine radiali, ed il loro tracciamento.

§ 8.

Turbine radiali ad introduzione esterna, complete o parziali, a reazione o ad azione.

26. *Turbine centripete a reazione: loro tracciamento.* — Le turbine radiali a introduzione esterna sono il più delle volte usate dai

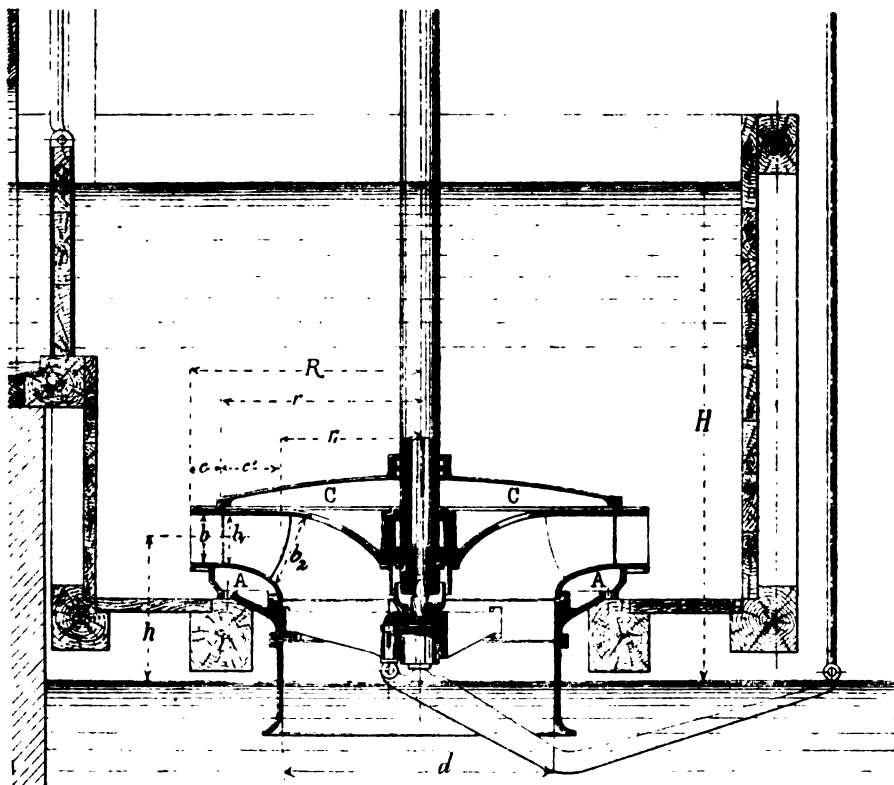



Fig. 243.

costruttori americani come turbine complete a reazione, il cui tipo fondamentale è dato dalla turbina Francis costrutta a Lowel nel Massachussetts nel 1874.

La disposizione generale d'una turbina completa a introduzione esterna a reazione è offerta dalla fig. 243, di cui si procede al tracciamento.

L'altezza della ruota sul livello di scarico si fissa colle norme del n.° 4; si determina prima il diametro del tubo di scarico d in modo che

l'acqua non acquisti velocità superiore a $1^m - 1^m{,}20$; da questo dipende il diametro della turbina, quindi il costo di impianto. Gli organi di sostegno del supporto scemano la sezione utile del tubo del 10 %; quindi:

$$0.9\frac{\pi d^2}{4}.\,1.2 = Q, \qquad d = 1.09\sqrt{Q} \sim 1\,1\sqrt{Q}. \tag{80}$$

Si fissa allora $2r = 1.4d \sim 1.5d$ e si scelgono i valori di β ed α_1, determinando quindi V e v colle formule (14) (15). Ordinariamente $\alpha_1 = 15° \sim 20°$; $\beta = 90° \sim \left(90 + \frac{\alpha_1}{2}\right)$.

Il passo, sul raggio r, varia da

$$t_0 = 150 \sim 250 \text{ mm.}; \quad \text{e} \quad \frac{2\pi r}{t_0} = i_0;$$

tiensi $i_1 = i_0$ numero palette sulla ruota mobile, ed il passo $t_1 = t_0$ alla periferia di raggio r; sulla periferia di raggio r_1 sarà

$$t_1' = \frac{2\pi r_1}{i_1}.$$

L'ampiezza a_1 all'uscita dei condotti distributori sarà (Vedi fig. 242).

$$a_1 = t_0 \operatorname{sen} \alpha_1 - s_0$$

s_0 spessore direttrici (5 mm.). Quindi si avrà b, altezza del distributore, dalla

$$b = \frac{Q}{a_1 V . i_0}. \tag{81}$$

L'altezza c_0 del distributore tiensi $^1/_{10} . 2r$; gioco $\sigma = 2$ mm.; sarà

$$R = r + {}^r/_8.$$

La larghezza b_1, all'introduzione sulla ruota mobile, $= b + 0{,}006$, e il valore $c_1 = {}^5/_4\, b_1$; si ha allora

$$r_1 = r - {}^5/_4\, b_1. \tag{82}$$

Il carico che agisce per reazione è

$$H_1 = H - \frac{V^2}{2g}(1 + \varphi_1 + \varphi_2);$$

(vedansi questi valori al n.° 7); si avrà:

$$u_2 = \frac{1}{\sqrt{1+\varphi_2}}\sqrt{u_1^2 + 2gH_1 + v_1^2 - v^2} =$$
$$= 0.95\sqrt{u_1^2 + 2gH_1 + \left(v\frac{r_1}{r}\right)^2 - v^2} \tag{83}$$

u_1 essendo noto dal tracciato del parallelogrammo all'introduzione.

La (83) dà il valore di u_2. Ora, poichè u_2 e v_1 sono noti, sarà

$$\cos\alpha_2 = \frac{u_2}{v_1},$$

donde trovasi α_2.

Si otterrà la velocità perduta colla $V_1 = v_1 \tang \alpha_2$. Il valore di b_2 si ha da

$$b_2 = \frac{Q}{i_1 \, a_2 \, u_2}, \qquad (84)$$

essendo a_2 (distanza fra le palette allo scarico) dato da:

$$a_2 = \frac{2 \pi r_1}{i_1} \operatorname{sen} \alpha_2 - s_1. \qquad (85)$$

Non resta che eseguire il tracciamento delle direttrici e delle palette; la curva delle direttrici e delle palette viene tracciata o con un solo arco di circolo, o con un arco di sviluppante, o talvolta con due archi di circolo.

La costruzione ad un solo arco di circolo è indicata nella fig. 244, colle linee A ed A'. Scelto il punto O tracciasi l'angolo α_1; tirasi per O il raggio $R\,O\,R'$; quindi si fa $R'\,O\,M = \alpha_1$. Il centro dell'arco di direttrice si troverà sulla $O\,M$, in un punto tale che, tracciata la direttrice A, l'angolo γ risulti di 90°. Il punto M si sceglie d'ordinario per tentativi, il che riesce più sollecito di quel che facendo uso di costruzione complicata. In modo analogo si procede per la paletta, il cui arco dovrà comprendere colle tangenti ai circoli di raggio r ed r_1 gli angoli α_2 e β. Altri fanno uso di palette composte di due archi tracciati con raggio diverso; così, nella paletta $S\,T\,C$, la parte $C\,T$ (tale che $T\,B = a_2 + s_1$) è costrutta rettilinea o con arco di grande raggio $N_0\,T$, la $T\,S$ con arco avente il centro sulla $T\,N$ in N_1 e formante colla periferia esterna l'angolo β. Quest'ultima costruzione, alla quale si può procedere per tentativi, ha il vantaggio di dare alla paletta un maggiore sviluppo lungo la corona della ruota. Le palette e le direttrici delle turbine radiali sono cilindriche.

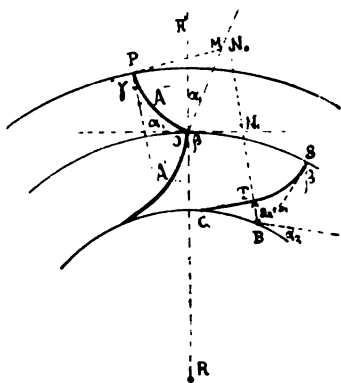



Fig. 244.

Notisi che, secondo alcuni, l'effetto utile delle turbine radiali riesce minore che nelle turbine assiali, per la necessità di dare al fluido un brusco cambiamento di direzione all'ingresso sul distributore ed all'uscita dalla ruota mobile; ma tale obbiezione al loro uso non ha serio fondamento.

La fig. 243 presenta come particolarità la disposizione Kankelwitz per scaricare il perno; e questo, perchè la pressione idrostatica nello spazio A può esser fatta maggiore che in C, secondo l'ampiezza maggiore o minore delle superfici premute. — La turbina disegnata nella fig. 243 non possiede sistema otturatore: lavora perciò come turbina completa. L'otturatore può essere applicato al tubo di scarico in forma di paratoia a cannocchiale. Da questa turbina è derivata una serie numerosa di altri tipi i quali differiscono per il sistema di otturamento, che non evita in generale gli inconvenienti già ricordati per le turbine a reazione. Ma sono pure derivati anche dei motori idraulici a reazione, provvisti di un sistema di otturamento razionale; sono appunto questi i motori che corrono sotto il

nome di turbine americane. L'argomento essendo divenuto nella pratica di grande importanza richiede una trattazione particolareggiata.

Notiamo che il sistema ad introduzione esterna, o centripeto, tende a diminuire il moto vorticoso dell'acqua all'uscita, poichè quivi essa trovasi nella parte meno veloce della ruota. Inoltre la turbina acquista in una certa misura la proprietà di regolarizzare la propria velocità da sè medesima. Infatti se, per essere scemate le resistenze, s'accresce la forza centrifuga, il movimento dell'acqua verso il centro si rallenta notevolmente, quindi scema la pressione esercitata sulle palette ed il lavoro trasmesso.

27. Turbine radiali centripete diverse. Turbine americane. — La turbina Francis è stata il capostipite di una serie di motori a reazione radiali e con introduzione esterna, che hanno acquistato una grande importanza per l'utilizzazione dei lavori idraulici. Sviluppatasi e diffusasi rapidamente la loro costruzione in America (ove l'impiego ne è ormai quasi esclusivo, di fronte alle turbine Jonval e Girard che rappresentano i tipi più usitati negli impianti Europei) le turbine americane hanno oggi trovato anche nel nostro continente un'accoglienza favorevole. Sta il fatto che per questi motori si asseriscono coefficenti di effetto utile molto elevati che toccano perfino il 90 % e lo superano, superiori perciò a quelli delle turbine che sono presso di noi in uso corrente. Alcuni (partendo dal concetto che un coefficiente superiore all' 85 % rappresenti un' impossibilità reale) ritengono che questi dati numerici sull'effetto utile debbano attribuirsi a differenze nelle calcolazioni al freno, e sopratutto ad una valutazione delle portate d'acqua in base ad elementi che dieno un risultato inferiore al reale; ma sta d'altronde che alcune prove ufficiali eseguite in Francia sui migliori tipi di turbine americane avrebbero confermato questi dati. Comunque, il pregio grandissimo di questi motori non risiede tanto in una migliore utilizzazione del lavoro idraulico disponibile (che viene utilizzato in misura soddisfacentissima anche dai motori ordinari Jonval e Girard) quanto nell'aver reso il motore a reazione, se non del tutto, in gran parte almeno, indifferente alle variazioni di portata, e ciò colla applicazione di un otturatore razionale, il quale è reso possibile dalla introduzione radiale.

Devesi però ricordare che prima di venire alla loro forma definitiva e tipica attuale, le turbine americane hanno, per la forma della ruota mobile e del sistema di otturamento, subita una serie di trasformazioni che hanno dato origine ai loro caratteri attuali distintivi, i quali sono:

1.° Per *la forma delle palette* della ruota mobile: l'adozione di un profilo tale per cui l'acqua introdotta radialmente si scaricasse assialmente; il principio della introduzione radiale e dello scarico assiale ha dato luogo a forme di palette foggiate secondo una superficie curva più o meno contorta, cui non si potrebbe attribuire una denominazione geometrica ben definita. Probabilmente questa forma originale di paletta ha colpito la mente dei nostri tecnici, che hanno voluto attribuire ad essa il merito dell'alto effetto utile: il che è, in ogni caso, elemento meritevole ancora di discussione.

2.° Per *la disposizione dell'otturatore*, il quale è stato costituito da un anello cilindrico interposto fra la ruota ed il distributore, anello mo-

bile verticalmente in modo da chiudere dell'eguale quantità tutti i condotti distributori senza interrompere per nessuno il corso della massa fluida: concetto che è stato già da noi esposto (v. pag. 234) come l'ideale necessario per ottenere un otturamento razionale della turbine a reazione.

Prima di esaminare più davvicino i caratteri teorici e pratici di funzionamento delle turbine americane, crediamo opportuno premettere una breve analisi descrittiva, distinguendo dette turbine in due gruppi, secondo la forma dell' otturatore. La descrizione risponderà anche alla loro successione in ordine di tempo.

1.° *Turbine americane con otturatore non costituito da un anello cilindrico mobile verticalmente.* Una delle forme più antiche di queste tur-

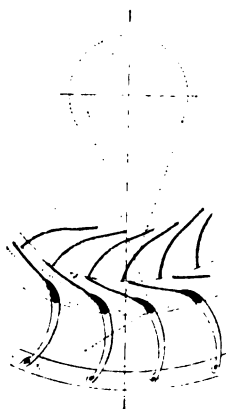
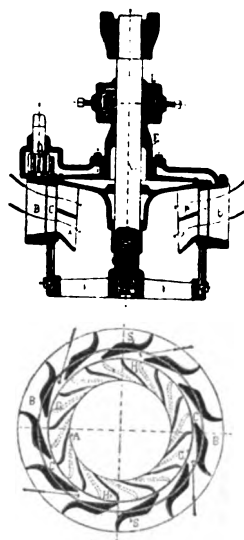



Fig. 245. Fig. 246.

bine è rappresentata dalla fig. 245 che dà una sezione parziale schematica dalla turbina *Fink*. Il distributore esterno è per sè stesso il meccanismo otturatore; esso è formato da direttrici non fisse, ma girevoli intorno ad un perno verticale, per modo che, al variare della portata, le direttrici si possono inclinare una sull'altra di quantità variabili, modificando così l'angolo di introduzione, e quindi l'ampiezza a_1 delle vene fluide uscenti del distributore. Questo metodo di otturamento non è però razionale in quanto modifica gli elementi istituiti dal calcolo sul distributore senza variare quelli corrispondenti sulla ruota mobile; il che produce di conseguenza urto allo introduzione e modificazione nella velocità della turbina.

Colla fig. 246 è rappresentata la turbina americana *Eclipse* di *Stilwell*, a doppia corona; l'anello *C* interposto fra il distributore e la ruota mobile, e che viene manovrato col mezzo di breve corona dentata e di rocchetto cilindrico, forma l'otturatore: è girevole intorno ad un asse verticale; e colla sua rotazione si possono chiudere od aprire i condotti di-

stributori. In tal modo non si produce, come nella precedente turbina, una modificazione dell'angolo di introduzione, ma si modifica però il valore di a', spessore normale della vena fluida che esce dal distributore. Analoga a questa è la turbina Humfrey.

Secondo una forma successivamente adottata, lo stesso costruttore ha modificato il tipo della ruota mobile in modo che, come avviene in

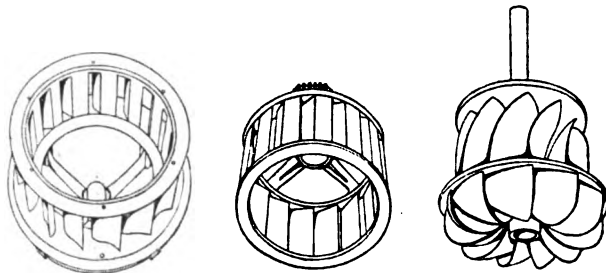



Fig. $247^{1 \cdot 2 \cdot 3}$.

quasi tutte le turbine che hanno nome di turbine americane, la introduzione si fa sulla ruota radialmente e lo scarico in senso assiale. Le tre parti caratteristiche costituenti il motore sono rappresentate nella fig. $247^{1 \cdot 2 \cdot 3}$; la prima dà il distributore, la terza la ruota mobile, e la seconda l'anello otturatore a palette interposte fra l'una e l'altra.

Una disposizione perfettamente analoga di otturatore si ha nella turbina *Alcott* la cui sezione è rappresentata nella fig. 248 mentre la ruota

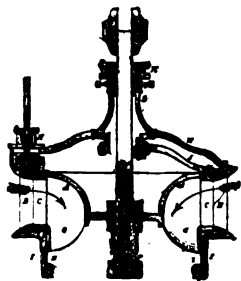
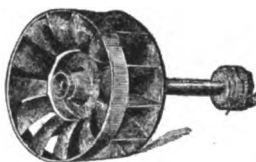



Fig. 248. Fig. 249.

mobile è rappresentata separatamente dalla fig. 249. Come vedesi, le palette sono a doppia curvatura, con introduzione radiale e scarico assiale; *B B* è il distributore, *A G* la ruota mobile, *C C* l'anello otturatore girevole che è manovrato col rocchetto *B* e l'albero *V*.

Analoga è la turbina *Burnham*, vista in pianta e sezione nelle fig. 250, 251 (*R R* ruota mobile, *N N* distributore, *D D* otturatore). La turbina non richiede spiegazione alcuna.

Nella turbina *Stout-Mill* conosciuta anche col nome di *American turbine*, la cui pianta è rappresentata dalla fig. 252, le sei direttrici del distributore possono essere fatte girare, con rocchetto e settore dentato, intorno a perni convenienti, per modo da modificare l'angolo di introduzione.

Si afferma dal costruttore che tale turbina dia, a totale ammissione, l'effetto utile dell'82 %: con parzialità di $^1/_2$ il 68 %, e di $^1/_4$, il 50 %.

La *turbina Leffel* è costrutta all'esterno come indica la fig. 253. Le

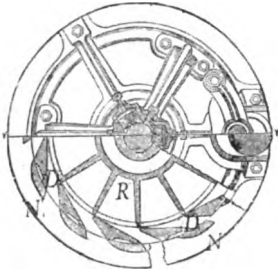



Fig. 250.

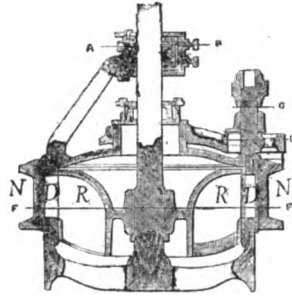



Fig. 251.

direttrici del distributore sono girevoli intorno a perni verticali paralleli all'asse della turbina, portanti alla loro estremità superiore una spina, passante attraverso una scanalatura nella corona superiore della ruota, alla quale si attacca una biella. Tutte le bielle sono attaccate ad un disco montato sull'asse della turbina, la cui rotazione parziale, per modificare le inclinazioni delle direttrici e quindi la luce di passaggio d'acqua, può essere comandata a mano o con regolatore centrifugo.

Fig. 252.

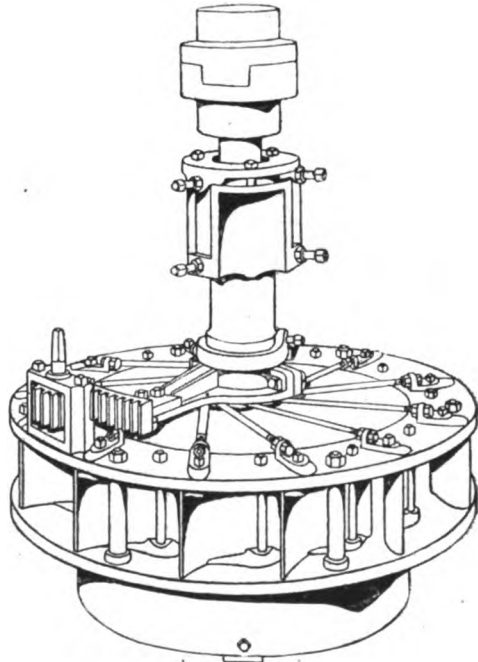



Fig. 253.

La ruota mobile della turbina (fig. 254) è divisa in due parti, con una parete di divisione normale all'asse, di cui la superiore è formata per rispetto al distributore come una turbina Francis semplice, mentre la parte inferiore è provvista di palette americane a doppia curvatura. Non si comprende tuttavia quale sia stato lo scopo teorico e pratico che con tal

mezzo si è voluto raggiungere dal costruttore. Il costruttore dà per questa turbina i seguenti coefficienti:

Grado di ammissione	I	$^7/_8$	$^3/_4$	$^5/_8$	$^1/_2$
Coefficiente di effetto utile	0.89	0.80	0.70	0.59	0.50.

Al gruppo delle turbine esaminate altre ne potrebbero essere aggiunte. Così citiamo la turbina Howes (Little Geant) costrutta in due esemplari, uno semplice, con ruota mobile di forma analoga a quella della turbina Alcott, e distributore a paletta girevole; l'altro doppio, costituito da due turbine riunite, ad introduzione radiale e scarico assiale verso l'alto per una, e verso il basso per l'altra.

Zedler ha cercato applicare a queste turbine un sistema di otturamento più complesso, col quale mediante una corona intermedia mobile fra le corone estreme del distribu-

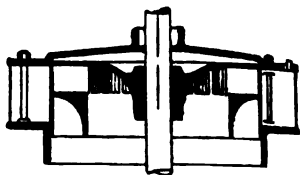



Fig. 254.

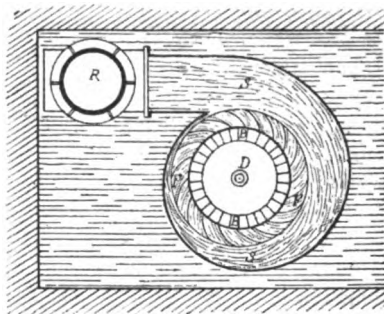
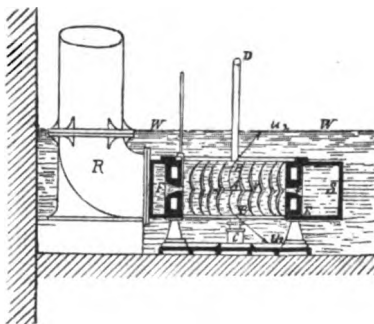



Fig. 255[1, 2].

tore della ruota si potesse ridurre il valore di $b\ b_1\ b_2$ pel distributore e la ruota mobile stessa, senza modificare gli elementi all'introduzione, nè il grado di reazione; sistema simile ora stato applicato da Nagel e Kaempf alle turbine radiali a reazione con introduzione interna.

Prima di chiudere l'argomento che riflette questo primo tipo di turbine, notiamo ancora due forme di turbine americane a reazione che si distinguono ancora più dalle precedenti per l'originalità della costruzione e del funzionamento. Nella turbina Schiele, l'introduzione avviene in senso radiale, ma il movimento lungo la ruota mobile orizzontale ha luogo in senso assiale verso l'alto ed il basso, come se si trattasse di due turbine assiali riunite sulle corone di introduzione (fig. 255[1, 2]). La turbina immersa nel livello di scarico è circondata da un tubo a sezione decrescente, in comunicazione col canale d'arrivo o colla presa. L'acqua è introdotta sul piano orizzontale medio della turbina, con un condotto anulare conico di poca altezza, provveduto di direttrici. Il gioco dell'acqua avviene come indicano le freccie.

Notisi ancora la turbina *Thomson,* con distributore senza direttrici, funzionante a reazione e costrutta in un modo analogo alle pompe centrifughe. La fig. 256[1, 2] che dà una sezione normale all'asse e l'insieme costruttivo (da cui può dedursene la semplicità e la robustezza) indica che la turbina è circondata da un involucro spirale a sezione decrescente, e la ruota mobile è formata di palette radiali molto lunghe. L'acqua entra sulla ruota mobile dall'esterno con una velocità V inclinata d'un picco-

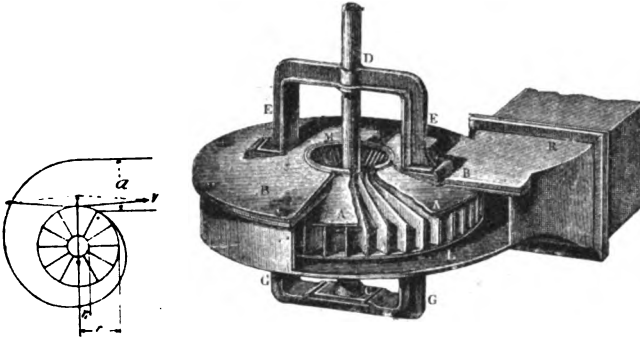



Fig. 256[1, 2].

lissimo angolo α_1, di modo che V è quasi eguale a v, ed u_1 è quasi nullo. Si ha $\beta = 90°$:

Si desumono le seguenti relazioni:

$$2 \pi r \,.\, \text{sen}\, \alpha = a \tag{86}$$

$$V = \frac{v}{\cos \alpha_1} = \frac{u_1}{\text{sen}\, \alpha_1} \tag{87}$$

$$u_2^2 = V_1^2 + v_1^2 \tag{88}$$

$$2 \pi r = i_1 (a_1 + s_1) \tag{89}$$

e

$$2 \pi r_1 = i_0 (a_2 + s_1) \tag{90}$$

$$Q = a\, b\, V = i_1\, a_1\, b_1\, u_1 = i_1\, a_2\, b_0\, u_2 \,. \tag{91}$$

Dati Q ed H, coll'aiuto di queste formole e coi metodi indicati per le turbine a reazione, si possono calcolare i vari elementi; sarà necessario, per lo scarico nella parte centrale, che, se questo avviene da una sola parte, sia $2\, r_1\, \pi\, b_2 < \pi\, r_1^2$, e, se avviene, sopra e sotto dalle due parti, sia $2\, \pi\, r_1\, b_2 < 2\, \pi\, r_1^2$.

2.° *Turbine americane con otturatore cilindrico a moto verticale.* Ma il tipo più importante di turbine americane è quello in cui la macchina, oltre all'avere le palette con doppia curvatura (per cui l'introduzione è radiale e lo scarico assiale) presenta un otturatore cilindrico avente moto verticale.

La prima turbina del genere è la *Swain* (costruttore di Chelmsford) rappresentata in sezione nella fig. 257, ed in pianta e vista parziale nelle

fig. 258. La fig. 258 dà parte di sezione orizzontale, la fig. 259 dà lo sviluppo di parte al contorno cilindrico della ruota. Le palette della ruota mobile hanno grande sviluppo, elemento che si giudica favorevole alla buona utilizzazione del lavoro, e si costruiscono da Swain in acciaio o ferro stampato, o fuse in bronzo con sporti convenienti, perchè, immesse nella staffa di formatura, possano riescire incastrate nel getto della corona di ghisa. *S* è il perno di base del motore, in legno; *t t* sono le viti che registrano la posizione verticale della ruota. *G Q* è il distributore cilindrico, le cui corone sono divergenti. Tre specie di mensole *O* disposte su un triangolo equilatero sostengono la camera anulare *E* che è collocata al di sopra del distributore; col mezzo di tre tiranti *S S S*, distribuiti del pari su un triangolo equilatero, l'intero distributore, che porta al di sotto tutto all'ingiro l'anello cilindrico *M*, può essere sollevato, e, mano mano si solleva, la sezione di passaggio dell'acqua viene ad essere ridotta, come se le corone del distributore si avvicinassero l'una all'altra. *A* turbina interamente chiusa il distributore è tutto alzato, ed, inserito nella capacità *E*, al suo posto, si trova l'anello cilindrico *M*; ogni passaggio d'acqua al motore è allora sospeso. Le superfici di scorrimento sono lavorate di maniera da costituire sempre, per ogni posizione del distributore, una conveniente chiusura. Le esperienze di Francis su queste turbine diedero per ammissione totale l'effetto utile di 0.839, per una ammissione di $^{3}/_{8}$ l'effetto utile di 0.828. Questo modo di otturamento ha fatto comprendere come per la via suggerita da Swain si trovasse senz'altro la soluzione del problema ***di rendere le turbine a reazione capaci di funzionare come turbine parziali, senza sensibile diminuzione dell'effetto utile.***

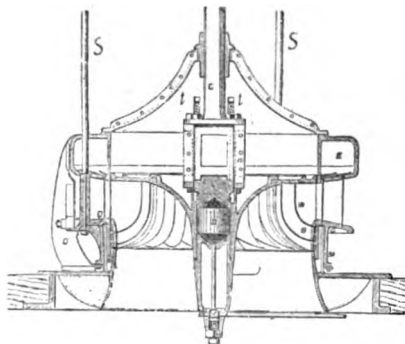
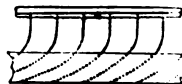



Fig. 257.

Fig. 258. Fig. 259.

Il progresso successivamente compiuto, di ordine costruttivo soltanto, è stato quello di rendere fisso il distributore, e di ***inserire fra ruota mobile e distributore un anello cilindrico mobile di moto rettilineo verticale,*** per modo di aprire o chiudere più o meno i condotti distributori, ottenendo lo stesso effetto che quello di allontanarne od avvicinarne le corone. Così si è ottenuta la disposizione ormai divenuta classica delle turbine americane.

La fig. 260^1 rappresenta la turbina Risdon nella vista esterna prospettica; la fig. 260^2 ci da la vista della ruota mobile. *A* sono le direttrici del distributore, *B C* le palette della ruota mobile. Una sezione costruttiva della turbina ci è data dalla fig. 261 Eccone la descrizione riferendoci a quest'ultima figura.

BB è il distributore; *C* l'otturatore cilindrico inserito fra distributore e ruota mobile. Il cilindro *C* possiede inferiormente una serie di

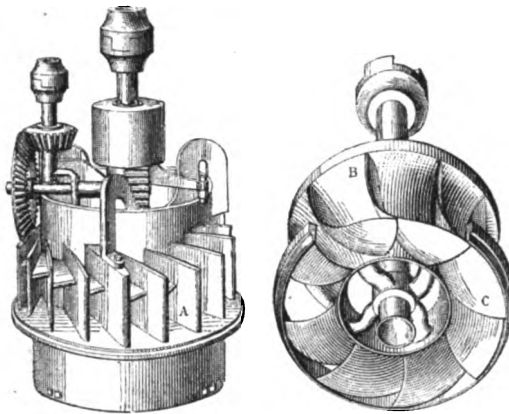



Fig. 260[1, 2].

sporti *D*, che si insinuano a perfetto contatto negli intervalli fra le direttrici; *FF* sono appoggi a forma di *U* rovesciato, nel vano *G* dei quali si inserisce la paratoia cilindrica col suo sollevarsi; in *L* sono indicate le razze della paratoia, in *MM* la coppia di rocchetto e dentiera che serve alla sua manovra pel moto di salita e discesa; *P* è un cilindro di equilibrio a stantuffo con guarnizione elastica con passaggio d'acqua per equilibrare la pressione; *S* è il tubo di scarico, *V* l'albero motore. La dentiera è applicata sul contorno di un mozzo cilindrico mobile sull'albero *V*. Sulla corona del distributore è un anello di materiale elastico, che, premendo sulla superficie dell'anello otturatore, effettua una tenuta sufficiente contro la pressione idraulica. Gli sporti *D* applicati all' anello non sono però assolutamente necessari, anzi la loro presenza rende più difficile la registrazione dell'anello. Le esperienze eseguite su questa turbina diedero:

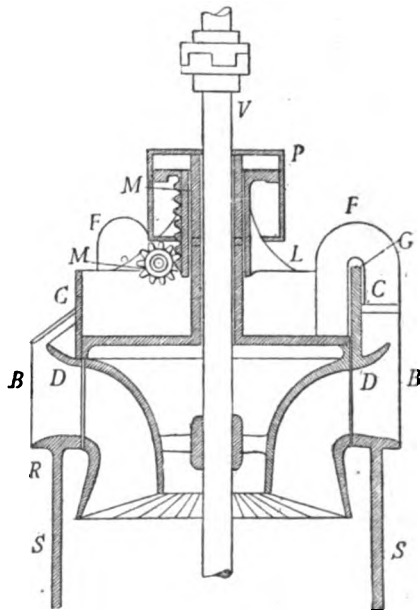



Fig. 261.

Grado di ammissione	1	$^7/_8$	$^3/_4$	$^1/_2$
Coefficiente di effetto utile	0.87	0.86	0.82	0.70.

La casa *Stilwell*, di cui abbiamo già esaminato l'altro tipo di turbina, ha pure modificato questo tipo medesimo adottando la paratoia a registro cilindrico, quale organo otturatore inserito fra la ruota mobile ed il distributore. Il disegno di questa turbina è dato dalla fig. 262 montata nella camera d'acqua coll'albero verticale. La figura è per sè stessa abbastanza chiara: *a* ruota mobile (ad ammissione radiale e scarico assiale), *b* distributore, *c c* anello otturatore che viene alzato od abbassato mediante dentiere, che si inseriscono, alzandosi, nelle capsule *h h*; *n* albero di manovra dell'anello otturatore.

Fig. 262.

Questa turbina ha ricevuto anche dal costruttore la disposizione di turbina doppia orizzontale (fig. 263) cosicchè gli sforzi assiali sono equilibrati. Questa disposizione può del resto essere adoperata con qualsiasi tipo di turbina a reazione.

La turbina americana *Sanford* (fig. 264), ha ruota mobile divisa in due parti distinte, come si è detto della Leffel; entrambi le parti di cui è costituita la turbina (*a b*) hanno introduzione radiale e scarico assiale; *c c* è il di-

Fig. 263.

stributore. L'otturatore è formato da un anello cilindrico inserito tra il

distributore e la ruota mobile, e che per effettuare la chiusura sale dal basso. Allo scopo l'anello è provvisto di aste di guida passanti attraverso il distributore. La costruzione della turbina per la forma delle palette e la parete intermedia che le separa si presenta difficile.

La fig. 265 ci rappresenta una doppia turbina di costruzione *Wetson*, che non è altro se non l'accoppiamento, sulla parete media di deviazione, di due turbine Victor; *a a* distributore eccentrico intorno alle due turbine *B B*, aventi palette a cucchiaio, e scaricanti l'acqua l'una al basso e l'altra verso l'alto; *c* è il registro che

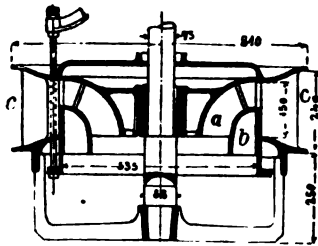



Fig. 264.

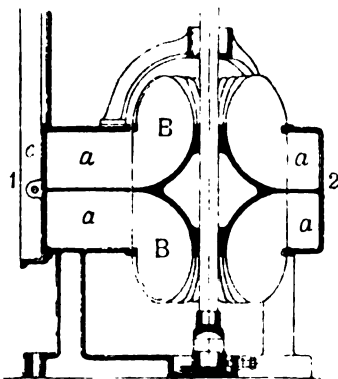



Fig. 265.

chiude l'ammissione d'acqua sul distributore; tra ruota mobile e distributore sono inseriti gli anelli cilindrici di otturamento non rappresentati nel disegno.

Un ulteriore progresso nella costruzione delle turbine americane inteso a rendere più efficace l'azione dell'otturatore cilindrico, ed a rialzarne l'effetto utile colla diminuzione di portata è stato quello effettuato colla turbina *Hercules*. Il concetto fondamentale di questa turbina è stato il medesimo che ha dato origine alle turbine multiple Jonval assiali, quello cioè di costituire la ruota mobile di una serie di piccole turbine sovrapposte dividendo l'intervallo fra le corone esterne con un certo numero di corone o di alette intermedie presentanti curvature simili a quella della corona. Schematicamente rappresentato, portando l'applicazione del principio alla sua attuazione più completa, un motore del genere avrebbe la forma della fig. 266 (*D* distributore, *O O* anello otturatore mobile verticalmente, *R R* ruota mobile divisa con una serie di corone parallele alle corone fondamentali in sei turbine piccole sovrapposte). Così la ruota mobile si presenterebbe vista dalla parte dell'introduzione, come nel disegno a lato, in forma d'un reticolato. Con tale sistema la paratoia cilindrica scopre, a seconda della sua posizione, uno o più comparti della ruota mobile, e la massa liquida, anche nel caso di funzionamento parziale, è

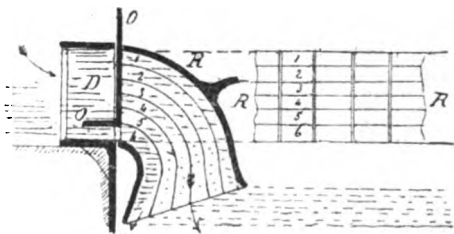



Fig. 266.

meglio guidata, nè da luogo a perdite di pressione, ed urti. Certo la costruzione d'una ruota mobile del genere incontrerebbe assai gravi difficoltà: onde i costruttori hanno creduto attuarne il principio applicando delle ali alle palette della turbina, e distanze regolari, senza formare delle vere e complete corone intermedie.

Comunque, questa essendo l'ultima forma di *turbine americane*, noi possiamo dire che il carattere distintivo dei tipi più perfetti delle medesime sta nelle seguenti condizioni: lavoro a reazione, introduzione radiale, scarico assiale, otturatore cilindrico, e turbina multipla.

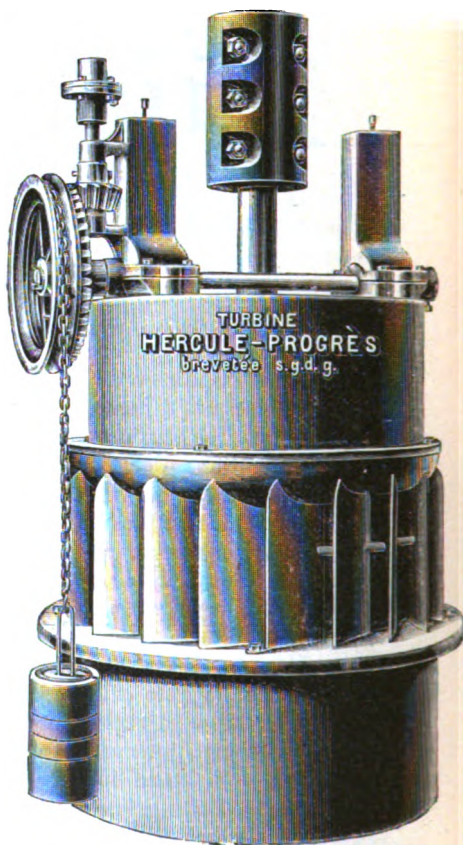
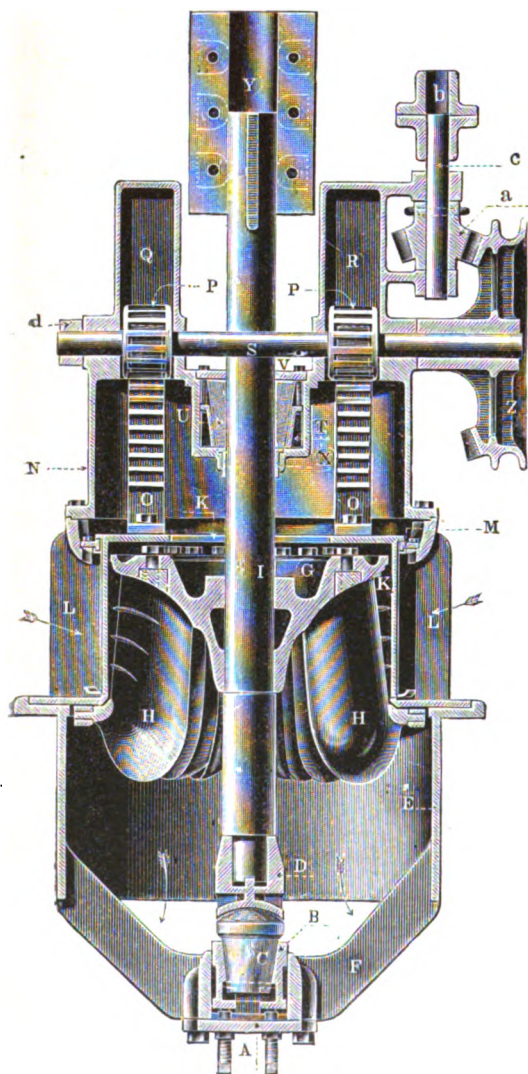



Fig. 267[1·2].

La turbina Hercules (che si costruisce correntemente anche in Italia) è rappresentata in vista e sezione nella fig. 267[1·2]. Dopo quanto si è detto precedentemente, la descrizione di questa turbina richiederà

poche parole. *LL* è il distributore, *HH* la ruota mobile: tra l'uno e l'altro trovasi l'anello otturatore *K*. La ruota mobile è montata colla crociera *G* sull'albero motore verticale *I*. Colla costruzione attualmente adottata, le singole palette delle ruote mobili sono fuse separamente, e fissate poi con vite alla crociera, senza di che la ruota mobile avrebbe presentato difficoltà grandissime, e quasi insuperabili, di fusione. L'anello otturatore è formato superiormente con un anello cui si attaccano le dentiere simmetriche *O O*, che, colla manovra dell'albero *S* e dei rocchetti relativi, permettono il sollevamento o l'abbassamento dell'anello. L'albero *S* è fatto ruotare colla coppia conica *a* e l'alberetto verticale *b*; mentre la carru-

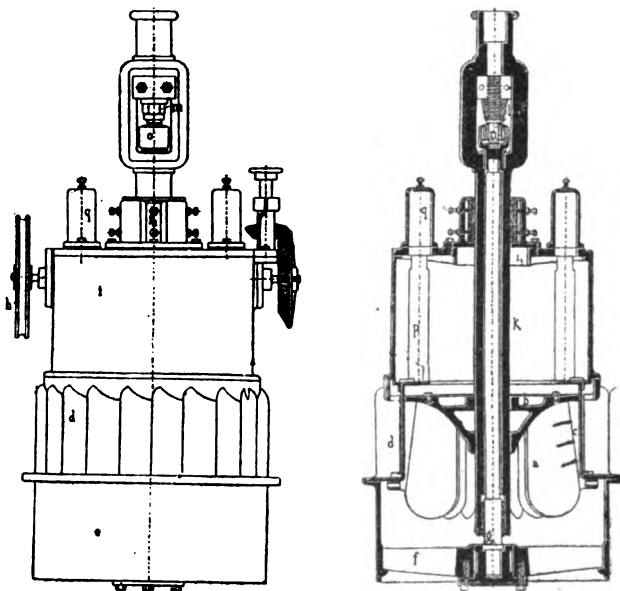



Fig. 268[1·2].

cola *z* porta fissata alla periferia una catena, che avvolgendosi su puleggia di guida, porta all'estremo un contrappeso destinato ad equilibrare l'otturatore e renderne più agevole la manovra. Delle altre parti rappresentate con lettere nel disegno non occorre indicare lo scopo che risulta chiaro nella ispezione della figura.

Disposizione analoga con qualche lieve variante costruttiva è quella data dalla fig. 268[1·2] rappresentante in tipo di turbine Hercules (costruzione Brault-Teisset) nella quale è stata fatta l'applicazione del perno Girard, in alto; il tubo di scarico della turbina porta la crociera *f*, sul mozzo della quale è infilato il palo fisso *g* che serve di sostegno alla turbina ed al suo albero cavo *k*; in questa turbina la carrucola a catena d'equilibrio *h* è indipendente dal rocchetto conico di manovra.

Le seguenti figure ci dànno in disegno prospettico la forma della ruota mobile Hercules *b b* (fig. 269[1], del distributore *a a*, coll'otturatore *c c*,

provvisto delle dentiere di manovra *d d* (fig. 270) e delle palette della ruota mobile (fig. 271) la quale è costituita riunendo con viti i singoli elementi.

Maggiore chiarezza, anche per mettere in evidenza la molteplicità della ruota mobile, ed il modo di sua composizione presentano i disegni

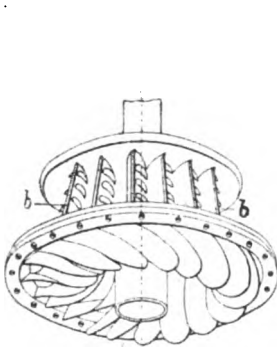
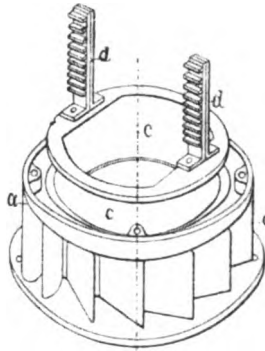
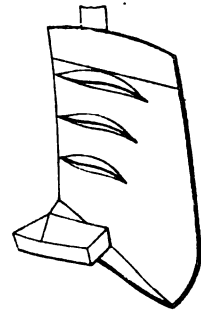



Fig. 269. Fig. 270. Fig. 271.

delle fig. 272, 273, 274. Le fig. 272, 273 dànno le viste prospettiche della ruota montata sull' albero (vista dall' alto e dal basso) ed unito vi è un elemento di palette.

La fig. 274 rappresenta due forme diverse di attacco alla crociera

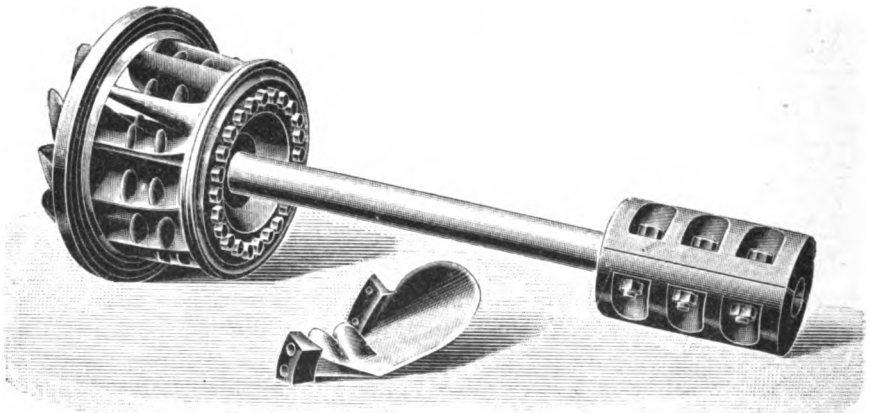



Fig. 272.

delle singole palette; quella rappresentata alla sinistra è la più recente e la preferita.

Le figure successive ci rappresentano alcuni impianti di turbine americane tipo Hercules e Brault.

Le fig. 275, 276 rappresentano l'impianto di due turbine che dànno moto ad un albero verticale comune *D*, poste in opera entro camera d'acqua: *a a* sono le camere delle turbine, *d d* le direttrici del distributore,

b b le imboccature dallo scarico. La manovra dell'otturatore cilindrico è fatta col meccanismo a mano in *m*, e si effettua con coppia cilindrica,

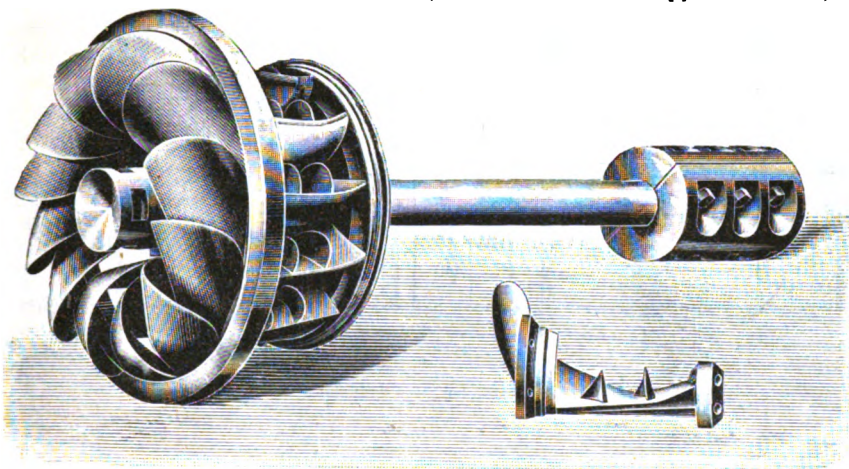



Fig. 273.

l'albero *f* e coppia conica. L'otturatore è manovrato facilmente, per la salita o la discesa, a mezzo del contrappeso *h* unito con catena ad una

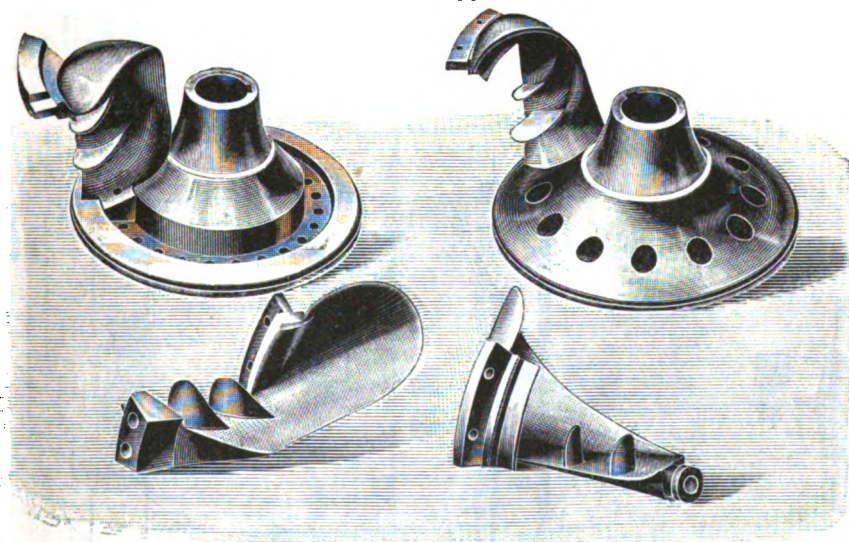



Fig. 274.

carrucola, che è fissata sull'asse portante i rocchetti che ingranano nelle dentiere dell'otturatore.

Altre due disposizioni di tali turbine, racchiuse entro capsula metallica, le quali non richieggono spiegazioni, sono rappresentate nelle fig. 277 e 278.

Fig. 276.

Fig. 275.

Fig. 278.

Fig. 277.

Impianto di turbine americane Brault-Teisset.

Fig. 279. Sezione longitudinale.
» 280. Pianta.
» 281. Sezione trasversale.

Un altro impianto di turbine a perno Girard è rappresentato nelle figure 279, 280, 281. In questo impianto eseguito da Brault-Teisset a Merlaix, trattavasi di utilizzare, con un salto variabile da 1.80 a 1.30 una portata d'acqua variabile da 400 a 1800 litri al secondo. I costruttori adottarono perciò due turbine di differente grandezza, collocandole una di fianco all'altra nella stessa camera. Dall' albero orizzontale principale si può a volontà disinnestare l'una o l'altra delle due turbine. Una turbina, la piccola, è calcolata per 600 litri con salto di 1.30; e perchè il rendimento resta di 80 %, anche con portata inferiore a $^2/_3$, si otterrà ancora un effetto utile elevato colla portata di 400 litri. La turbina più grande può smaltire litri 1420 col salto di 1.30, mentre la piccola a caduta ridotta può smaltire litri 520.

Fig. 280.

Come vedesi dalle figure, l'impianto dei motori americani è dei più semplici — essi non richiedono al fondo del canale la costosa fondazione che si richiede nelle Girard per ricevere la colonna portante il perno.

Osservazioni generali sulle turbine americane dell'ultimo tipo, sulla loro calcolazione ed il loro tracciamento. Le numerose esperienze al freno hanno assodato ormai i pregi intrinseci di queste turbine quanto all'ef-

fetto utile delle turbine in sè, e quanto alla sua costanza nel mantenersi la turbina completa. I risultati sperimentali principali sono raccolti nel diagramma della fig. 282 le cui curve rappresentano i rendimenti delle varie turbine sotto ammissioni variabili, e cioè a maggiore o minore parzialità. Le ascisse indicano i gradi diversi di otturamento rispetto alla luce totale del distributore, e le ordinate, diversi valori del coefficiente di effetto utile. Queste prove hanno permesso ad Unwin ed Emerson di asserire che, sebbene pei vari tipi di turbine si sia ottenuto un rendimento massimo all'incirca eguale, pure nessuna turbina dà un rendimento medio tanto elevato quanto quello delle turbine a ruota multipla per qualsiasi grado di apertura.

Fig. 281.

Quanto ai dati di calcolo e tracciamento, come bene si vede dai disegni esposti, le norme di tracciamento, se non quello del calcolo, sono essenzialmente diverse da quelle che riguardano le turbine radiali comuni. I rapporti numerici delle varie parti ci si dimostrano infatti completamente variati rispetto ai dati su cui si fonda la costruzione delle turbine europee. Tra questi sono a notare l'altezza relativamente

Fig. 282.

grande nel senso verticale del distributore, ed il diametro relativamente piccolo della ruota mobile per cui le palette arrivano in grande prossimità all'asse stesso del motore. Ciò è fatto allo scopo di diminuire il costo del motore, e facilitarne il lavoro, coll'aumento contemporaneo del numero dei giri.

Del resto le indicazioni che si potrebbero dare sarebbero manchevoli anche pel modo onde il costruttore americano è giunto a proporzionare le varie parti del motore ed a fissarne i vari profili; in quanto egli ha proceduto per via di esperienza, non per via di calcolo, adottando in definitiva quelle disposizioni e forme che gli assicuravano nelle prove il rendimento migliore.

Volendosi in ogni caso indicare qualche norma, questa non può essere desunta che dai principii generali già da noi posti in addietro, ai quali per certo non può sottrarsi la turbina americana.

Per effettuare il calcolo si fisserà dapprima l'altezza del distributore h, la quale si tiene tanto minore quanto più piccola è la caduta, e piccola la portata, o, che è lo stesso, il raggio della ruota r, pur tuttavia senza superare dati limiti. Così si hanno altezze pratiche che variano da $0^m.20$ a $0^m.80$, queste ultime per le maggiori portate d'acqua, e le cadute relativamente minori. Dopo ciò si determina l'angolo di introduzione α_1 delle direttrici sulla ruota mobile, fra i dati $\alpha_1 = 12^\circ \sim 22^\circ$. Quest'angolo si misura rispetto alla tangente nel punto di introduzione; il maggiore valore si sceglie per le cadute piccole ed i grandi volumi. Fissato nello stesso tempo il grado di reazione, che sarà massimo per

$$\beta = 90 + \frac{\alpha_1}{2},$$

si può determinare il valore della velocità di introduzione V, colla

$$V = \sqrt{\varepsilon_1} \sqrt{\frac{g H}{\cos \alpha_1}}; \tag{92}$$

si avrà poi

$$i_0 \cdot a_1 \cdot h \cdot V = Q. \tag{93}$$

i_0 essendo il numero dei condotti distributori, a_1 la distanza normale allo sbocco su due direttrici; i_0 non è conosciuto, ma può essere determinato se si fissa a priori il passo t_0 del distributore, per es. colla

$$t_0 = 0.12 \sqrt{2 r}$$

da cui cavasi

$$i_0 = \frac{2 \pi r}{t_0}.$$

La (93) può anche scriversi

$$2 \pi r \operatorname{sen} \alpha_1 \, h V - i_0 \, s_0 \, h V = Q.$$

Da cui ricavasi il raggio interno del distributore od esterno della ruota mobile. Naturalmente il valore di i_0 essendo arbitrario, se la linea d'acqua d'ogni condotto eccedesse dati limiti, il valore relativo può essere corretto, e si corregge poi il valore di r.

Quanto alla forma delle direttrici, essa si fa generalmente rettilinea, con leggerissima curvatura sull'orlo di introduzione.

Per la ruota mobile importa fissare con tracciato geometrico sulla tangente al punto di introduzione il parallelogrammo; da cui si dedurrà la velocità relativa u_1 di ammissione lungo la paletta; notisi, a questo riguardo, che il valore di u_1 si mantiene costante su tutta l'altezza h, a differenza

che nelle turbine assiali a reazione: onde in tutti i punti della ruota mobile l'introduzione ha luogo senz'urto.

Quanto alla forma delle palette non si può dare in argomento alcun criterio. La loro forma che dà l'introduzione radiale e lo scarico assiale può essere rappresentata su tre piani ortogonali colla fig. 283 (*D* distributore, *R* ruota mobile); l'ammissione è radiale sulla linea *op*, è assiale sulla *sq*.

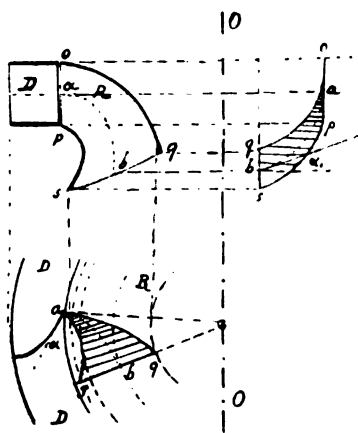



Fig 283.

La considerazione del solo filetto medio *a b* porterebbe ad un profilo inesatto, se si tiene conto di ciò, che allo scarico assiale, causa il piccolo raggio della turbina, e la grande differenza fra il raggio interno e l'esterno della paletta, la velocità periferica nei vari punti di *sq* è molto diversa. Posto dunque che la condizione del massimo effetto utile risulti dalla relazione $\alpha_2 = 0$ (o piccolissimo 10-14°; α_2 è l'angolo dell'ultimo elemento delle palette) e $v_2 = u_2$, eguali cioè le velocità periferiche e le velocità di scarico, si dovrebbe determinare u_2 colla

$$u_2 = u_1 + 2g H_1 + V_1^2 \left(\frac{r_1^2}{r_2^2} - 1\right)$$

(H carico agente per reazione, V_1 velocità di ammissione assoluta, r_1 r_2 raggi della ruota mobile allo scarico, interno ed esterno), e trovare pei punti successivi la sagomatura più conveniente della paletta. Naturalmente per tal via si spreca del tempo, neppure compensato da certezza di risultati. E gli è perciò che i costruttori americani nel profilare le palette a doppia curvatura si sono esclusivamente affidati alla regola dell'esperienza.

Concludendo: noi abbiamo veduto quali sieno i caratteri distintivi delle turbine americane moderne ed i principii che ne reggono il funzionamento. Questi principii, non sono nuovi, sia che si tratti della doppia curvatura e dell'otturatore cilindrico, sia che si tratti della molteplicità della ruota mobile; talchè crediamo che i costruttori nostri possono imitare i tipi migliori senza per questo urtare contro ragioni di privativa che non hanno fondamento.

28. Turbine radiali centripete d'azione. Turbine tangenziali. — Poco usate sono le turbine radiali ad introduzione esterna, funzionanti a semplice azione e a getto libero almeno nella forma comunemente nota. Citiamo la turbina rappresentata nella fig. 284. In questa *AB* è il distributore, *RR* la ruota mobile; la superficie cilindrica esterna del distributore è costituita da due porzioni che occupano 180° ciascuna, divergenti, l'una verso l'alto e l'altra verso il basso, in modo da potervi applicare un otturatore con sistema analogo a quello delle fig. 228, 229. L'otturatore è formato infatti da un nucleo *a b*, che può essere fatto ruotare con den-

tiera e rocchetto dall'albero *E*, portante due scanalature che corrispondono alle aperture del distributore.

Si ha anche, in questo campo, la turbina Lejeune avente ruota prov-

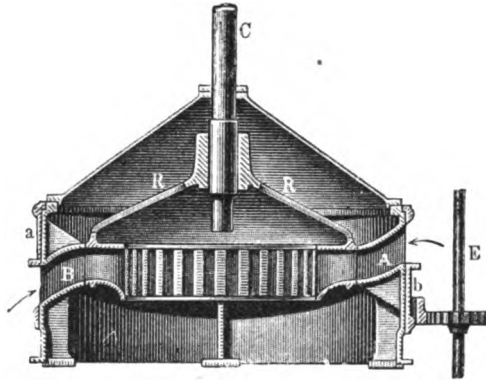



Fig. 284.

vista di paletta e contropaletta, come la turbina Hänel; i singoli condotti possono essere chiusi con valvole girevoli.

Non occorre qui specificare le norme colle quali si può procedere

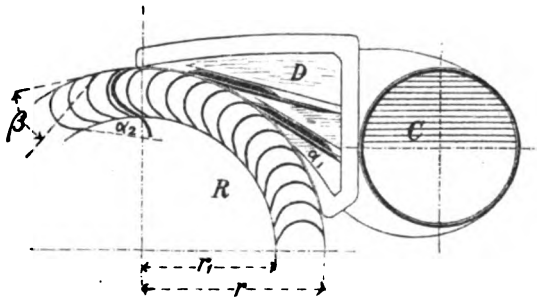



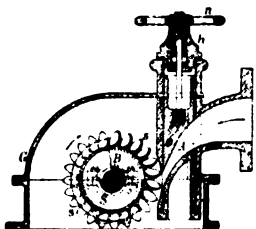
Fig. 285.

al calcolo e tracciamento di queste turbine, in quanto il lettore le può facilmente dedurre da quanto è stato detto sulla turbina Girard assiale.

Le ***turbine tangenziali*** non sono che un caso particolare delle turbine radiali (e d'ordinario ad asse verticale) ad introduzione esterna.

Esse sono adoperate come ***turbine d'azione***, ordinariamente ***a getto libero;*** sono parziali perchè l'iniezione d'acqua è limitata ad una piccola porzione dell'arco esterno della ruota; si usano ormai di rado e solo per piccole quantità d'acqua e per grandi cadute, condizioni per cui una turbina completa avrebbe troppo piccolo diametro ed eccessivo numero di giri. Il modo di introduzione è rappresentato dalla fig. 285; il distributore *D* (collegato al tubo d'arrivo *C*), a mezzo di direttrici aventi grandi obliquità, spinge l'acqua sopra la ruota *R*. Queste turbine (dal primo co-

struttore dette *Zuppinger*) sono, salvo casi speciali, abbandonate e vengono sostituite dalle turbine Girard radiali e parziali ad introduzione interna (vedi il paragrafo seguente) o dalle turbine americane.

Gli inconvenienti di queste turbine sono: in primo luogo la difficoltà di far avvenire la introduzione senz'urto, per la piccolezza di α_1, la sottigliezza del getto e la curvatura esterna della ruota; la forza centrifuga poi, che è diretta in senso contrario alla velocità relativa, rende difficile la introduzione di tutta la massa d'acqua, specialmente se (per l'osservazione precedente) a cagione dell'urto essa ha una velocità relativa ridotta; in genere si produce una forte perdita di acqua pel gioco, perdita che può salire ad una grande frazione del volume totale.

Il sistema otturatore di queste turbine è disposto così da chiudere i condotti distributori, e, se questo è uno solo, da diminuirne od aumentarne il valore di a_1 lasciando invariato l'angolo α_1. Queste turbine sono usate talvolta come motori della piccola industria, ove esista condotta d'acqua in pressione.

I principali dati costruttivi sono:

$$r/r_1 = 1.20 \sim 1.25 \qquad b_2 = (1.25 \sim 1.50)\, b_1$$

$$b_1 = 0.25\, r$$

$$\alpha_1 = 7^\circ \sim 10^\circ \qquad \beta = \sim 2\,\alpha$$

$$\alpha_2 = 18^\circ \sim 25^\circ.$$

Il numero delle palette tiensi elevato e cioè

$$i_1 = 35 + 50\, r.$$

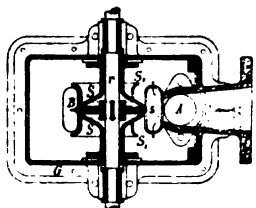



Fig. 286.

Un'altra forma di turbina tangenziale è la *Escher-Wyss*: fig. 286; che presenta alcuni caratteri della ruota Pelton. La introduzione avviene in senso radiale per A, e il movimento dell'acqua in senso assiale su palette S a doppia curvatura in forma di doppio cucchiaio. L'effetto utile di queste turbine è detto salire a 0.65-0.70, superiore del 10 % a quelle delle turbine tangenziali comuni.

§ 9.

Turbine radiali a introduzione interna, a reazione o ad azione, complete o parziali.

29. Le turbine radiali a reazione. — Le turbine radiali a introduzione interna possono, come le precedenti, essere usate quali turbine d'azione od a reazione. Il loro capostipite, in forma di lavoro a reazione, ci viene offerto dalla turbina Fourneyron. La fig. 242', ci presenta lo schema della disposizione con distributore interno.

Un altro esempio è la turbina *Morris* radiale a reazione, a corona multipla ed introduzione interna.

La sezione e la pianta di questa turbina sono rappresentate nella fig. 287. *A A* è la camera d'acqua racchiusa entro capsula metallica, col mezzo della quale è fatta la ammissione al distributore, *B B* è il distributore, costituito da tre sistemi di direttrici sovrapposte, in modo da formare coll'insieme tre turbine conassiche riunite. Esternamente al distributore è la ruota mobile *C*, pure a tre ordini di palette, collegate con

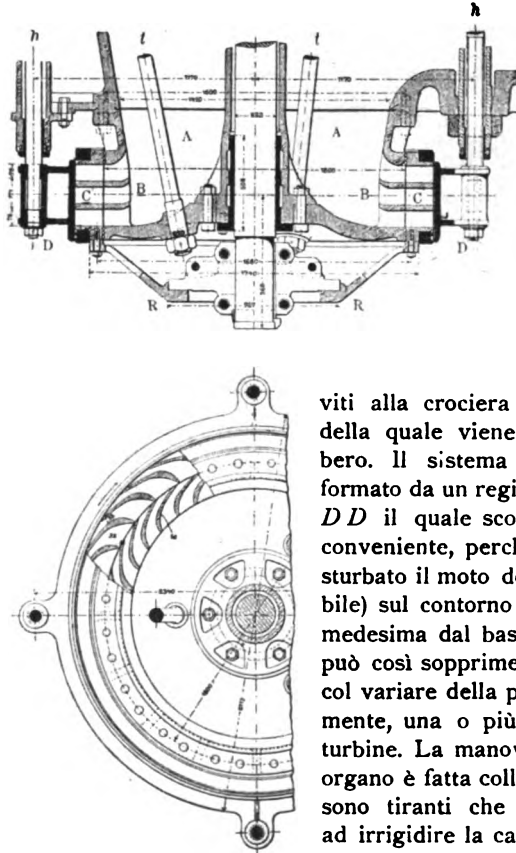



Fig. 287.

viti alla crociera *R*, a mezzo della quale viene fissata all'albero. Il sistema otturatore è formato da un registro cilindrico *D D* il quale scorre (col gioco conveniente, perchè non sia disturbato il moto della ruota mobile) sul contorno esterno della medesima dal basso all'alto, e può così sopprimere nel lavoro, col variare della portata, interamente, una o più delle singole turbine. La manovra di questo organo è fatta colle aste *h h*; *t t* sono tiranti che si impiegano ad irrigidire la camera nel caso di forti carichi d'acqua.

Su questo stesso tipo è costrutta la turbina Faesch che è stata proposta per l'impianto del Niagara (fig. 288). In tal caso, per equilibrare sull'asse la spinta dovuta al forte carico d'acqua, il sistema di turbina è doppio, avendosi una turbina inferiore *a*) ed un'altra superiore *b*). Gli otturatori sono manovrati insieme col mezzo di un regolatore.

Il calcolo di questi motori si può fare seguendo le norme del paragrafo precedente; la sola differenza è che $v_1 > v$; per non esagerare nel diametro della ruota convien dare ad α_1 un valore maggiore che nelle turbine centripete, e cioè $\alpha_1 = 20 \sim 30°$. Le turbine a reazione di questo tipo sono in generale, nell'odierna costruzione, quasi interamente abbandonate.

L'otturatore adoperato non è altrettanto razionale quanto l'ottura-

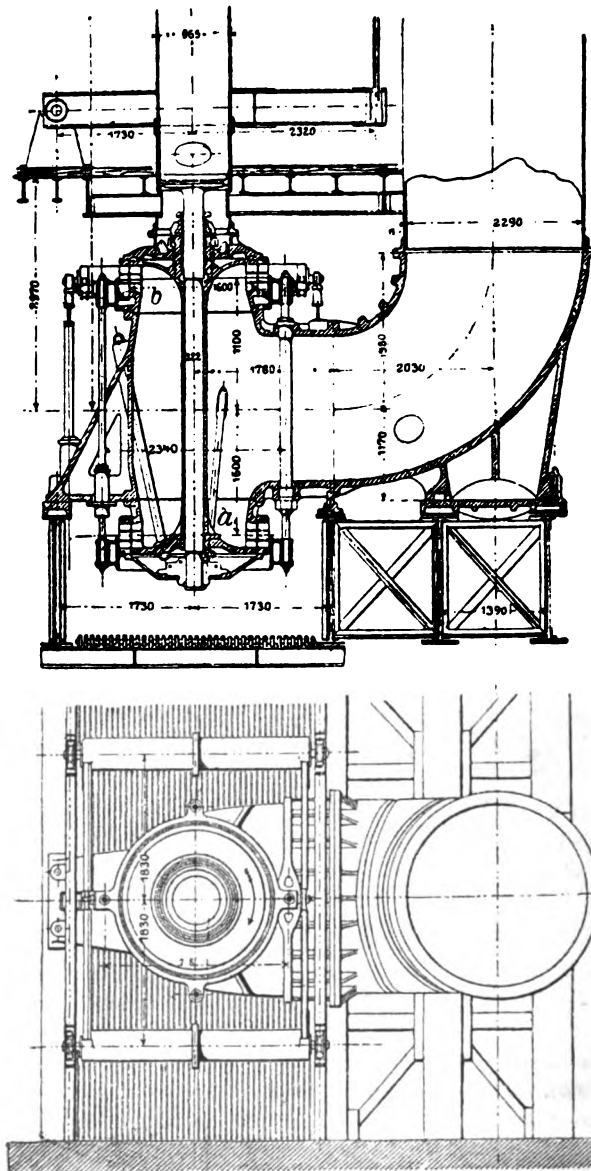



Fig. 288.

tore cilindrico delle turbine americane inserito fra distributore e ruota mobile; è però un progresso, anche in riguardo alle moltiplicità della turbina, sulle solite paratoie a cannocchiale del tipo Jonval.

30. Turbine radiali centrifughe d'azione. — Si usano invece con successo le turbine radiali centrifughe, come turbine d'azione a getto

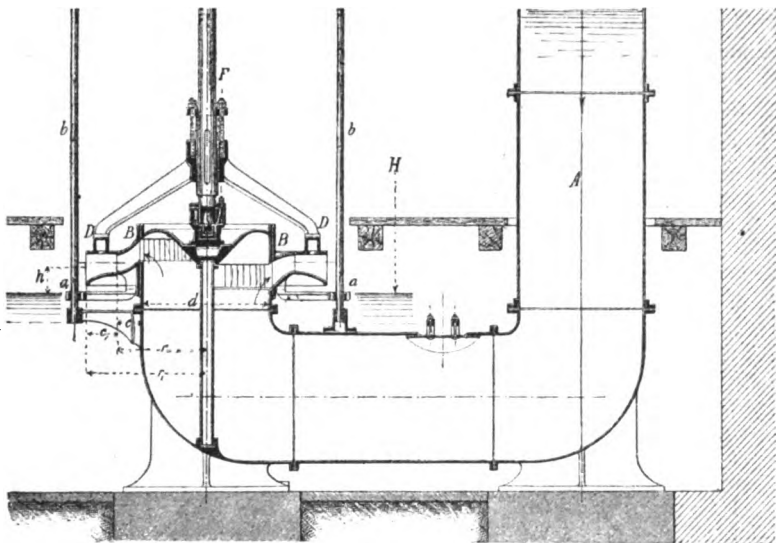



Fig. 289.

libero; anzi, il tipo *parziale ad asse orizzontale* (turbina Girard cilindrica), ha nella pratica una grandissima importanza.

Turbine complete d' azione a getto libero. La fig. 289 ci presenta la disposizione Nagel e Kaempf. Dal canale di arrivo l'acqua viene condotta al distributore B mediante il tubo A, ripiegantesi verso l'alto nel canale di scarico. La ruota $D D$ è esterna, montata sull'albero F. Alla turbina vedesi applicato il sistema d'otturamento sugli stessi principii che alla fig. 284. La manovra di questo avviene facendo girare l'intero distributore $B B$, mediante corona dentata ad esso unita, i rocchetti $a\,a$ e gli alberi $b\,b$, fino a chiudere sulle due metà del distributore il numero dei condotti voluto.

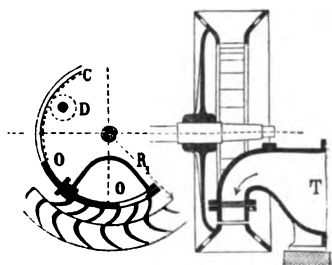



Fig. 290.

Una turbina dello stesso tipo, ad asse verticale, parziale, con introduzione interna, è rappresentata più avanti nel paragrafo che tratta dei regolatori automatici applicati alle turbine.

Turbine parziali d'azione a getto libero, o turbine Girard cilindriche ad asse orizzontale (fig. 290). È questo un tipo di motore assai notevole, applicabile a grandissimi volumi d'acqua con piccole cadute (nel qual caso, per la velocità relativamente limitata e per le grandi dimensioni della ruota prende nome di *ruota-turbina*) come pure, ed è questo il caso ordinario, per piccoli e medi volumi d'acqua e grandi cadute o pressioni. Tale tipo

di turbina è necessariamente parziale; e l'arco del distributore deve essere limitato ad una piccola porzione della periferia interna della ruota, e nel punto più basso della medesima, affine di evitare perdite di caduta. È però buona regola che il distributore si trovi alquanto spostato rispetto al diametro verticale, in senso contrario al senso di rotazione della ruota, con che si riduce la perdita di caduta h, che in queste turbine è maggiore che nelle Girard assiali, per non essere il piano di scarico dell'acqua dalla ruota parallelo al piano del livello di scarico, rispetto al quale la turbina deve essere sollevata. Il sistema di otturamento, il quale funziona con tutta regolarità, è costituito di un registro ad arco di circolo *O O* a

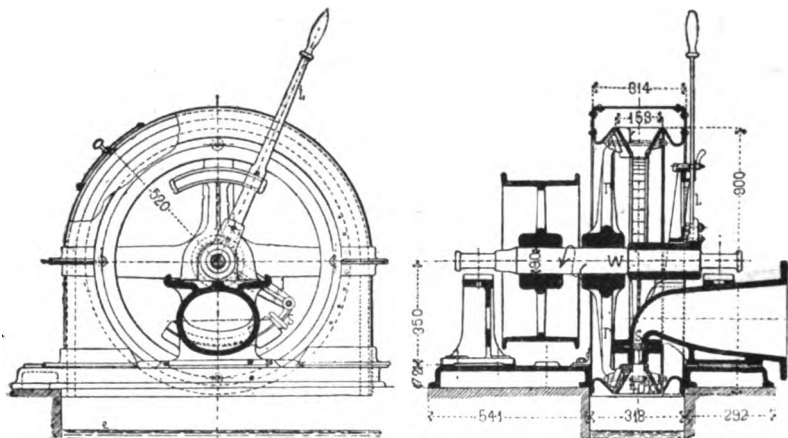



Fig. 291.

movimento circolare, manovrato col mezzo di una dentiera *C* e del rocchetto *D*.

La manovra dell'otturatore, quando le dimensioni siano piccole, viene eseguita con semplici leve, come dimostra la fig. 291, che è complemento della fig. 290. Il più delle volte tali turbine, per evitare la proiezione d'acqua tutto all'intorno, sono racchiuse in un involucro fisso di lamiera.

Indichiamo colle fig. 292, 293 la turbina Girard radiale ad asse orizzontale quale è stata posta in opera per l'impianto elettrico di Heiligenberg. Il motore è calcolato per una portata di 40 litri, e per una caduta disponibile di m. 87 e 107.

L'ammissione avviene sulla ruota per un solo condotto distributore, che, in modo molto semplice, per essere una delle pareti del medesimo formato di una piastra scorrevole opportunamente sagomata, può essere allargato o ristretto secondo l'entità del lavoro richiesto alla turbina e secondo la caduta disponibile (la quale può essere come dicemmo di 87 e 107 metri). Ad evitare ogni variazione nel numero dei giri dell'albero di trasmissione comandato dalla turbina, sull'albero di acciajo della stessa sono montate su una bussola due puleggie da corda a doppia gola di diverso diametro, il cui diametro è inversamente proporzionale al numero

dei giri che la ruota fa col minimo e col massimo salto; con un sistema di innesti a denti si fissa l'una o l'altra puleggia, e questa serve pel comando della trasmissione, di cui è mantenuta per tal modo costante la

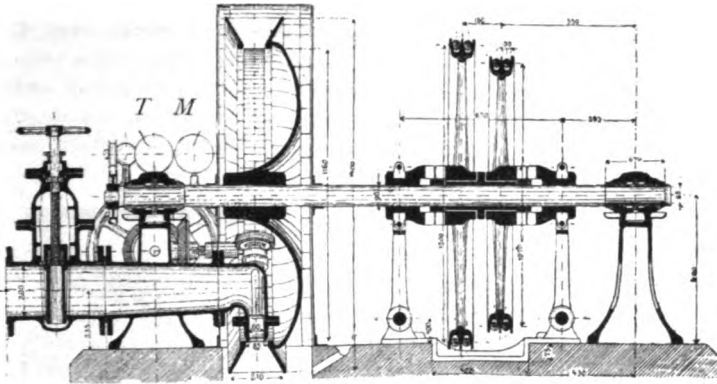



Fig. 292.

velocità. La manovra della parete otturatrice è fatta con meccanismo di vite e di vite perpetua a mano. L'albero della turbina è provvisto in *T* di un contagiri; in *M* si ha un manometro innestato sulla condotta pre-

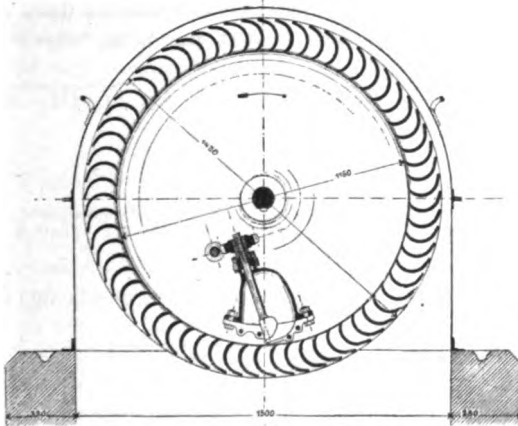



Fig. 293.

mente, per riconoscere sovratutto l'esistenza di fughe eventuali, tanto facili a verificarsi colle alte pressioni.

La *turbina doppia Croizet* è una turbina radiale parziale impiegata al diretto movimento di un argano (fig. 294, 295). L'asse della vite si prolunga nella vite perpetua che pone in diretta azione l'argano di sollevamento. Lo scopo di far uso di una turbina doppia risiede nella necessità di potersene invertire il moto. La ruota mobile è costituita di due turbine Girard parziali accoppiate per la corona piana di mezzo. Le due turbine

così unite hanno palette disposte in senso contrario per poter ottenere l'inversione.

Questa è ottenuta con piastra scorrevole, nel modo che indicano le fig. 294, 295; quest'ultima rappresenta la sezione normale all'asse, per metà di una turbina, e per metà dell'altra. Vedesi che, in questo caso, si è creduto opportuno applicare al tubo di arrivo prima della turbina una camera d'aria, disposizione adottabile convenientemente per le grandi cadute.

Il metodo di calcolazione pei vari tipi di turbine radiali (fig. 289, 290 e 291) è identico a quello già svolto per le turbine Girard assiali, se

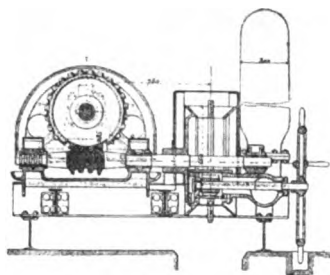
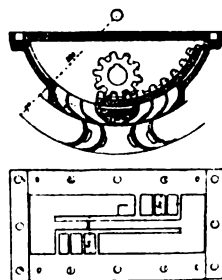



Fig. 294. Fig. 295.

si eccettua la introduzione degli elementi relativi alla diversa velocità periferica sulla corona interna e sulla corona esterna della ruota.

La velocità di introduzione V sarà, per la fig. 289:

$$V = \frac{1}{\sqrt{1 + \varphi_1 + \varphi_2}} \sqrt{2g(H - h)} = 0.90 \sqrt{2g(H - h)} \qquad (94)$$

per le fig. 290 e 291:

$$V = \frac{1}{\sqrt{1 + \varphi_1 + \varphi_2}} \sqrt{2g(H - h - c_1)} = 0.9 \sqrt{2g(H - h - c_1)}. \qquad (95)$$

La velocità relativa lungo le palette all'uscita è per la fig. 289:

$$u_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \varphi_2}} \sqrt{u_1^2 + v_1^2 - v^2} \qquad (96)$$

per le fig. 290, 291:

$$u_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \varphi_2}} \sqrt{u_1^2 + 2g c_1 + v_1^2 - v^2} \qquad (97)$$

essendo v_1 e v le velocità periferiche sulla corona esterna ed interna.

Così se ricordiamo che $\frac{v_1}{\cos \alpha_2} = u_2$ e che $u_1 = v \frac{\operatorname{sen} \alpha}{(\operatorname{sen} \beta - \alpha_1)}$ si avrebbe: per la turbina fig. 289:

$$\operatorname{sen}^2(\beta - \alpha_1) = \frac{\operatorname{sen}^2 \alpha_1}{1 + \left(\frac{v_1}{v}\right)^2 \left(\frac{1 + \varphi_2}{\cos \alpha_2^2} - 1\right)} \qquad (98)$$

per la turbina fig. 290, 291:

$$\text{sen}^2(\beta - \alpha_1) = \frac{\text{sen}^2 \alpha_1}{\left(\frac{v_1}{v}\right)^2 \cdot \frac{1 + \varphi_2}{\cos^2 \alpha_2} - \frac{c_1}{v^2/2g} - \left(\frac{v_1}{v}\right)^2 + 2} =$$

$$= \frac{\text{sen}_2\, \alpha_1}{1 + \left(\frac{v_1}{v}\right)^2 \left(\frac{1 + \varphi_2}{\cos^2 \alpha_2} - 1\right) - \frac{c_1}{v^2/2g}}, \qquad (99)$$

formule che danno, pei due casi, il valore di $\beta - \alpha_1$ e quindi di β, corrispondente al massimo effetto utile, giusta l'ipotesi che l'acqua abbandoni la rûota in senso radiale.

Come è razionale, nelle turbine complete ad asse verticale la corona della ruota mobile avrà una forma dissimetrica per tener conto dell'effetto della gravità, e per non spingere in alto con perdita di lavoro le molecole liquide. Nelle turbine parziali ad asse orizzontale la corona riesce simmetrica. Come in tutte le turbine radiali, le palette e le direttrici sono cilindriche.

Il processo per tracciare la ruota, da noi già dato colla turbina Girard, ci dispensa dall'entrare ora in dettagli. Quel processo può essere seguito nel suo svolgimento sostituendo solo le formule che corrispondono ai nuovi dati del problema. Nelle turbine complete (fig. 289) il valore di α_1 si terrà come è detto a pag. 243. Nelle turbine parziali (fig. 290) si tenderà ad eccedere alquanto in questo valore perchè l'arco del distributore non sia troppo grande, od almeno ad eccedere nel raggio della ruota, facendo turbine con un grado di parzialità molto elevato. È noto infatti che la formula (64) diventa per queste turbine parziali

$$\frac{2\pi r}{m} \text{sen}\, \alpha_1 = i_0 (a_0 + s_0); \qquad (100)$$

si sceglierà a priori arbitrariamente m od r secondo che conviene.

I dati ordinarii sono $\alpha_1 = 20° \sim 30°$ $\beta =$ circa $2\,\alpha_1$, α_2 $5° \sim 20°$.

I valori di c_0, c_1, b, b_1, b_2 come nelle Girard assiali.

Il tracciamento delle palette deve essere tale che la loro forma possa assicurare il contatto fra la loro superficie e la vena liquida. Non entriamo al proposito in discussioni teoriche. Le palette e direttrici si tracciano d'ordinario per tentativi, come già venne indicato per le turbine radiali al numero precedente, e mediante un solo arco di circolo. Più propria sembra la seguente costruzione, mediante la quale le palette e le direttrici sono tracciate con due archi di circolo, comprendenti ciascuno, colla periferia della ruota e del distributore, per le palette, gli angoli α_2 e β, e per le direttrici α_1 e 90°.

Fig. 296. Fissato il passo $a\,a_1$ sulla periferia esterna della ruota, tirinsi i raggi $a\,O$, $a_1\,O$. Poi in a ed in a_1 si formano colle $a\,n$ ed $a_1\,n$ gli angoli α_2. Centro n e raggio $n\,a$, conducesi l'arco di circolo $a\,b$, porzione esterna del profilo della paletta; dal punto O conducesi la $O\,f$ faciente con $a_1\,O$ l'angolo $180° - \beta + \alpha_2$. Dove la $b\,f$ incontra (in c) la periferia interna della ruota mobile, si ha il punto superiore del profilo della paletta, il cui centro o trovasi sulla $a_1\,n$ e sulla perpendicolare condotta

dal punto di mezzo di bc a questa. In modo analogo si procede pel distributore; $c_0 c_1$ passo del distributore; tirinsi $c_0 O$ e $c_1 O$; facciasi $\widehat{O c_0} n' = \widehat{O c} n' = \alpha_1$; per n_1 come centro conducesi l'arco $c_0 b_1$. Da O tirisi, a $c_1 n_1$, la normale gg; uniscasi $b_1 g$. In s si ha il punto superiore della direttrice che tracciasi con centro o_1 sulla $n_1 c_1$ e sulla perpendicolare condotta al punto di mezzo di $b_1 s$.

La casa *Rieter di Winterthur* fornisce turbine Girard ad asse orizzontale, di costruzione assai accurata, il cui coefficiente di effetto utile

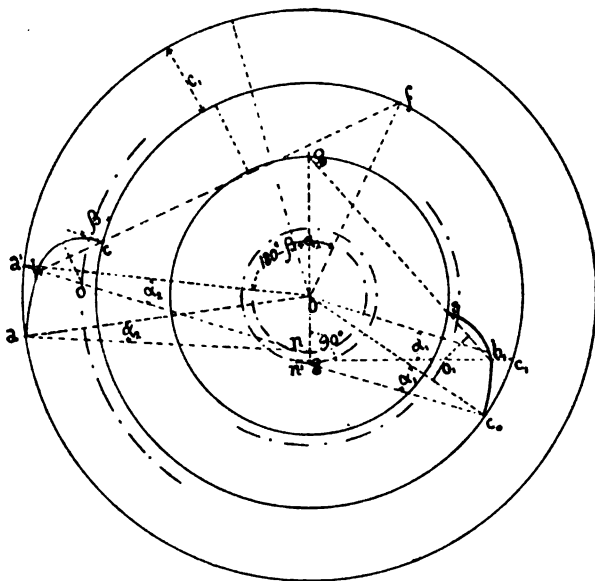



Fig. 296.

secondo il maggior o minor grado di chiusura del sistema otturatore varia da 0.65 ~ 0.78. Una turbina di questa casa, di recente costruzione, per grandi cadute, ha un solo condotto distributore; il sistema regolatore agisce col far girare su un perno una delle pareti formanti il condotto. Il che, se altera l'angolo di introduzione, dà il vantaggio di poter variare l'afflusso con un regolatore ordinario a forza centrifuga ad azione diretta.

§ 10.

Regolatori automatici per le turbine.

31. Applicazione dei regolatori automatici alle turbine. — Nel funzionamento di molti apparati che sieno mossi mediante turbine, occorre applicare alle medesime dei regolatori automatici con cui si mantenga costante, entro limiti determinati, il numero dei giri del motore. L'impiego del regolatore automatico è specialmente utile in due casi speciali di applicazione delle turbine; l'uno, in cui esse sieno destinate al

comando di macchine dinamo-elettriche, come oggi si verifica frequentemente; l'altro, in cui si voglia utilizzare come agente motore l'acqua in pressione delle cadute d'acqua potabile, il cui costo obbliga necessariamente a ricercare la massima economia.

L'azione dei regolatori centrifughi non può essere diretta sull'organo otturatore; essa si effettua indirettamente, giusta gli esempi che ora verremo citando.

Le fig. 297, 298 ci rappresentano l'applicazione di un regolatore a forza centrifuga per azionare il meccanismo otturatore d'una turbina. La turbina è del tipo Girard parziale, radiale, ad introduzione interna e con albero verticale. Le direttrici del distributore sono distribuite su due quadranti simmetrici a 90°, e l'otturatore è formato da due porzioni del pari simmetriche, facienti parte di un anello cilindrico verticale, ciascuna delle quali abbraccia pure 90°.

Il comando dell'otturatore, mediante il sistema regolatore centrifugo che ora descriviamo, può essere del resto attuato anche per altri tipi di turbine.

Il meccanismo che comanda l'apparato regolatore è esterno alla camera della turbina; ed è perciò facile a ispezionare.

I segmenti dell'anello otturatore sono montati su un albero cavo che inviluppa l'albero motore della turbina, il quale esce dalla cassa d'acqua della medesima guidato con scatola a stoppa. Quest'albero cavo porta all'estremo superiore un segmento di ruota elicoidale, che, mediante vite perpetua e coppia conica, permette di far ruotare l'otturatore, sia a mano sia automaticamente, della quantità necessaria.

Il sistema regolatore automatico funziona nel seguente modo. Una puleggia montata sull'albero prolungato della turbina muove con cigna semincrociata il contralbero di comando del regolatore, e questo, a sua volta, comanda: 1.° con cigna diritta e puleggie semplici il regolatore propriamente detto, con rapporto quindi costante; 2.° con cigna diritta e puleggie a tre gradini il meccanismo di manovra dell'otturatore; e perciò con velocità che può essere a volontà variata.

Nella posizione media delle palle del regolatore, la cigna che manovra l'otturatore scorre sulla puleggia mediana folle; se il regolatore si alza o si abbassa, la cigna viene ad essere spostata sulla puleggia di destra o su quella di sinistra, che sono fisse, la prima, al primo rocchetto conico del gruppo costituito di tre, la seconda all'asse. Ne verrà che, secondo la cigna si trovi sulla puleggia di destra o di sinistra, l'otturatore verrà manovrato in un senso o nel senso contrario, per aprire o chiudere il distributore.

Il regolatore centrifugo è poi collegato con un'asta e leva ad un galleggiante, a livello del canale di scarico; tale disposizione impedisce, nel caso che il livello di arrivo si abbassi di 150 mm., che il regolatore si abbassi pure al di sotto della sua posizione media, e perciò produca una ulteriore apertura del distributore. Si impedisce così che, per eventuale deficienza d'acqua, il livello di monte sia soggetto ad alterarsi di troppo.

Le altre disposizioni a catena indicate nella figura riguardano l'impianto speciale di cui il disegno è desunto e non presentano generale interesse.

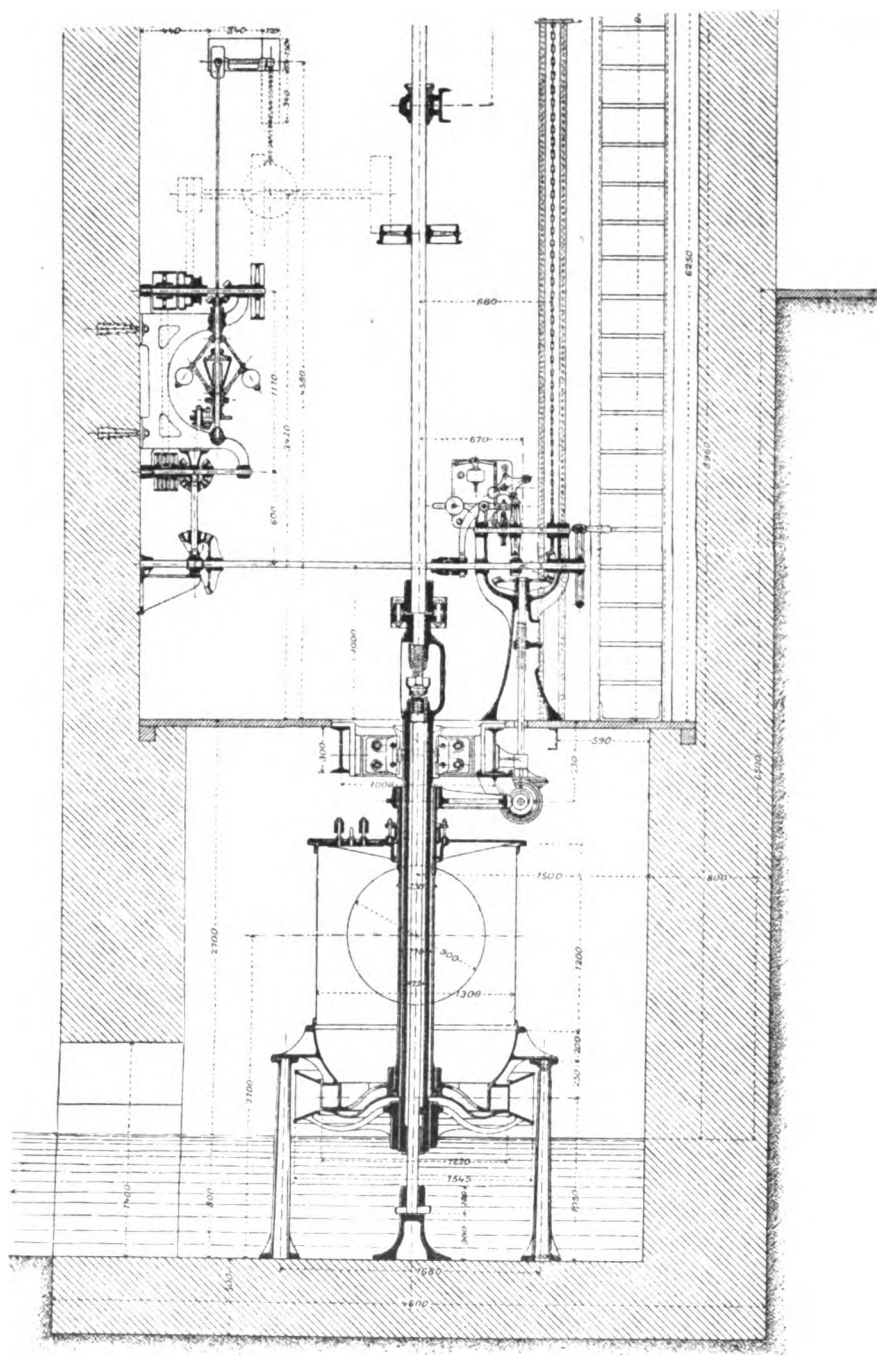
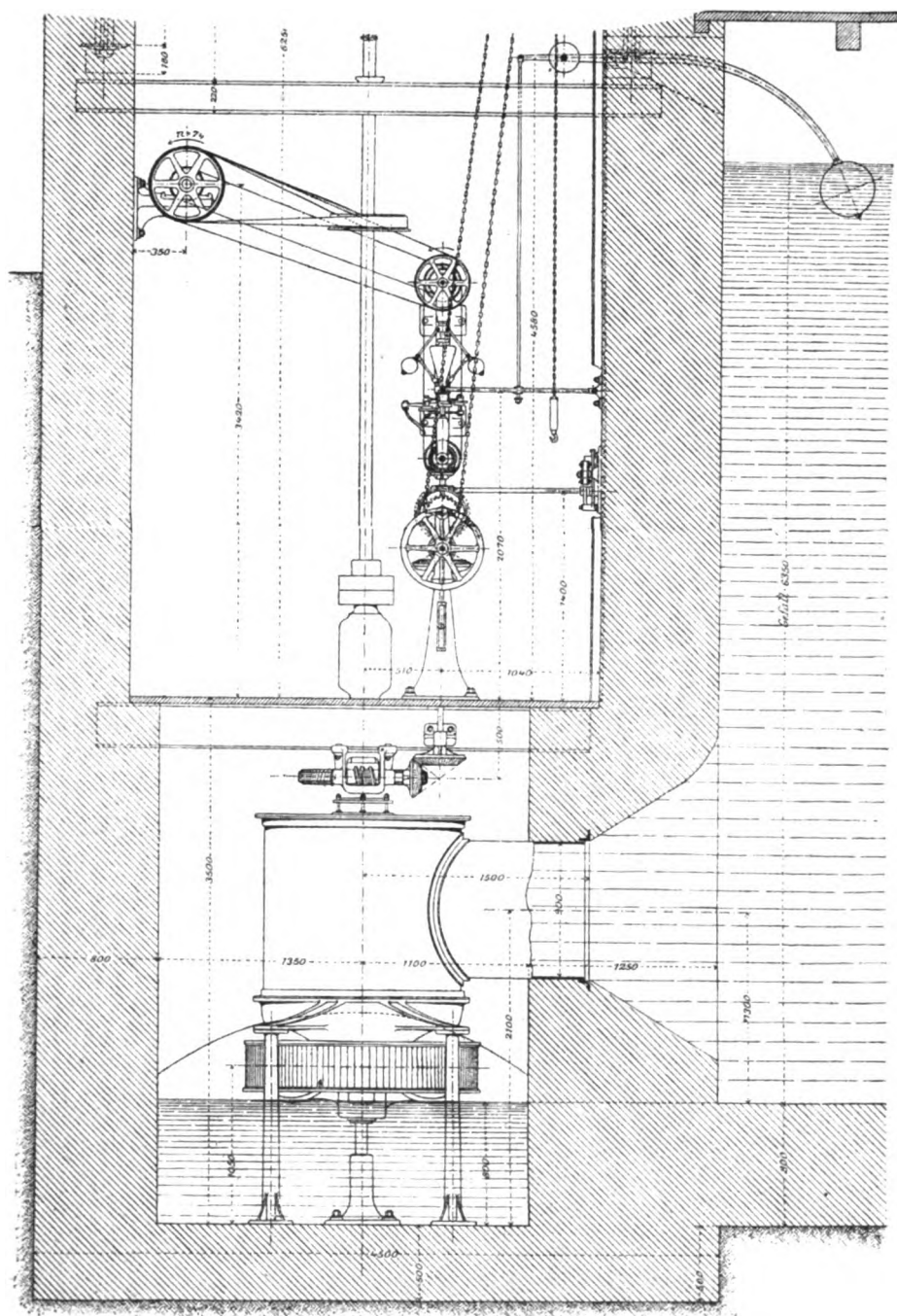



Fig. 297.

Fig. 298.

La fig. $299^{1 \cdot 2}$ dà il meccanismo di manovra dell'otturatore automatico con regolatore centrifugo, quale è stato ideato da Stilwell, e da questo applicato alle proprie turbine americane; è applicabile del resto ai tipi più vari di turbine, ed è caratteristico per la sua grande semplicità; *d* è l'alberetto la cui rotazione, in un senso od in senso opposto, produce l'apertura o la chiusura dei condotti distributori. Col mezzo della puleggia *A*, il cui moto è desunto dalla trasmissione, e di una coppia cilindrica e conica, viene posto in moto il regolatore centrifugo, e il bottone di manovella *k*, che, con bielle convenientemente disposte, produce l'oscillazione degli arpioni $l\,l_1$. Secondo che l'uno o l'altro dei due arpioni $l\,l_1$ verrà a contatto dei denti della ruota d'arresto *Z*, si produrrà movimento di questa, e quindi dell'albero *d*, in un senso o in senso contrario; se poi i due arpioni

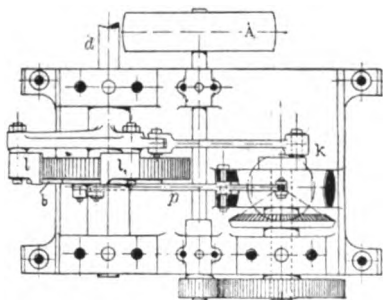
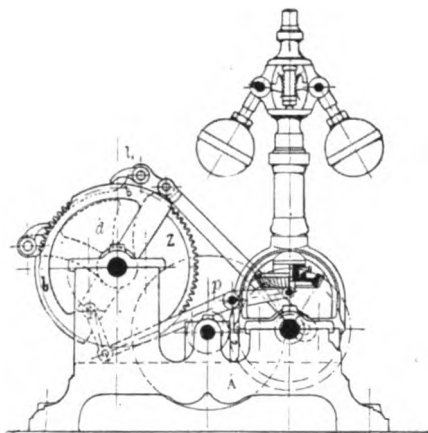



Fig. $299^{1 \cdot 2}$.

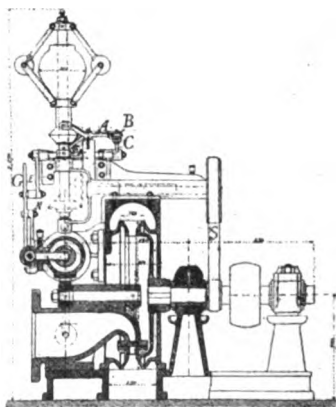



Fig. 300.

risulteranno interamente staccati da *Z*, il bottone *k* continuerà il proprio moto, ed essi ruoteranno senza agire in nessun modo sul sistema otturatore. Il distacco degli arpioni $l\,l_1$, o l'impegno dell'uno o dell'altro sulla ruota, è comandato dal regolatore centrifugo, il quale agisce col mezzo della leva *p* (manovrato coll'asta centrale verticale nel sopporto del regolatore) sull'arco *b*, che come vedesi dalla figura può, secondo le posizioni occupate rispetto al contorno di *Z*, o tenere staccati entrambi gli arpioni, o impegnare l'uno o l'altro secondo richiedasi.

La fig. 300, ci rappresenta una turbina Girard parziale ad asse orizzontale, cui è applicato un regolatore. Questo regolatore ha nome di servo-motore Gandillon. L'intera turbina è in bronzo e le palette ne sono così esattamente profilate che il motore dicesi raggiunga nelle condizioni

normali l'effetto utile dell'82 %, e che col massimo grado di parzialità questo non discenda sotto il 73 %. Essendo la turbina in grado di effettuare automaticamente il moto dell' otturatore, regolando così per sè stessa il consumo d'acqua, il suo impiego si presenta conveniente anche nelle città provviste d'acqua potabile in pressione.

Il moto dell' otturatore è ottenuto coll' intermedio di un regolatore centrifugo Porter mosso dall' albero della turbina con cigna *S* e coppia di ingranaggi conici. Gli spostamenti del contrappeso centrale del regolatore, mediante un doppio appoggio conico ed il sistema di leve e di alberi *A B C D G E N*, è trasmesso, come movimento rettilineo, all'asta *H*, la cui sezione orizzontale è rappresentata nella seconda fig. 301. L'asta *H*, su cui è montato il doppio stantuffo *L* in bronzo, e su cui trovansi due madreviti spostabili *I I*, può così partecipare ad un movimento rettilineo di andata e di ritorno. Il filetto dell' asta *H* si muove con qualche gioco nel doppio stantuffo distributore in bronzo *L*, che sta direttamente sopra i canali di ammissione del maggior cilindro *J* parallelo.

Lo stantuffo *K*, che trovasi in questo cilindro, è provveduto di guarnizioni in cuoio. Esso non è spostabile nella direzione longitudinale ed è

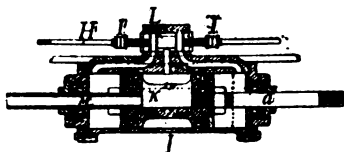



Fig. 301.

fissato col tubo in rame *M* e coll'asta *a*. Il grande cilindro *J* è invece mobile e può scorrere su guide speciali. Il tubo *M* è collegato mediante un robinetto alla condotta motrice, cosicchè l'acqua motrice può entrare in *M* e passare successivamente in *L*.

È facile di qui riconoscere il modo con cui il regolatore funziona. Quando la turbina è in movimento troppo rapido ed il regolatore Porter si innalza, la madrevite *I*, che si trova alla destra, urta collo stantuffo *L* e lo sposta verso sinistra, per modo che il canale del cilindro *I*, collocato a destra, trovasi in comunicazione coll'atmosfera, mentre la parte a sinistra trovasi sotto la pressione dell'acqua motrice. Ora, poichè il cilindro è spostabile, l'asta dentata, di cui inferiormente è provveduto, si muoverà, pure col cilindro da sinistra verso destra, producendo la rotazione del rocchetto che ingrana colla dentiera. L'asse del rocchetto, concentrico all'asse della turbina, porta, con un braccio, l'otturatore, il quale obbedisce perciò al medesimo movimento, chiudendo i condotti distributori finchè la velocità ritorni alla condizione normale. La sensibilità del sistema viene registrata spostando opportunamente le viti *I I*, e regolando l'apertura del robinetto collocato sul tubo *M*. L'acqua, che si scarica dal cilindro *J*, viene con piccolo tubo guidata al canale di efflusso. Una turbina di tal specie, serve per illuminazione elettrica di Montmercy. Questa turbina con un carico d'acqua di 50 metri compie 760 giri al minuto e funziona con assoluta regolarità.

§ 11.

Dati generali sulla costruzione, l'impianto e l'uso delle turbine.

32. Dati di costruzione. — Diamo breve indicazione di alcuni dettagli costruttivi sulle turbine, in aggiunta a quelli che già sono per sè stessi indicati nelle numerose figure che accompagnano il testo. Lasciamo in disparte la calcolazione degli organi meccanici, che può farsi colle norme da noi esposte nel *Costruttore di macchine.*

La ruota mobile ed il distributore sono fatti ordinariamente in ghisa, talvolta, per piccoli diametri ed acque terrose, in bronzo. Le direttrici sono spesso in lamiera; le palette generalmente in ghisa, raramente in lamiera.

Lo spessore s della corona della ruota si determina colla

$$s = 0.02\,r + 8\ {}^{m}/_{m}$$

per palette in ghisa; se le palette sono in lamiera, lo spessore delle corone si fa di $^3/_4$ del precedente.

Le *razze* della ruota mobile sono fuse d'un pezzo con questa. Per diametri grandi la corona è avvitata sulle razze, specie se si temono nella fusione contrazioni tali da provocare rottura di queste. Il loro numero varia da 4 a 6, ed in ogni caso prendesi il maggior numero intero prossimo alla $2 + {}^{r}/_{600}$. Le razze sono a sezione elittica, più speso hanno sezione a croce; l'ala della croce nel piano di movimento della turbina (che si considera come sola resistente allo sforzo) tiensi molto larga, e quindi piccola la nervatura in senso normale, specie per turbine che si muovono nell'acqua, per evitare la resistenza del mezzo. Le dimensioni in larghezza nel piano della ruota (B), spessore (h) si ponno calcolare in base alla flessione. D'ordinario, se la turbina è montata su albero in ghisa cavo di diametro $D, B = D$, al mozzo di $h = {}^1/_5$ della larghezza B nei vari punti che va restringendosi alle estremità.

La lunghezza del mozzo viene fatta eguale circa all'altezza c_1 della ruota mobile; lo spessore del mozzo $50 + 0.35\,D$. (D diametro dell'albero su cui è calettato.)

Per piccole turbine si sostituisce alle razze un disco pieno in ghisa, il cui spessore tiensi $20\ {}^{m}/_{m} + 0.008.\,r$. ($r$ raggio della turbina).

L'albero motore nelle turbine ad asse verticale può essere costituito semplicemente da un albero pieno con perno di base inferiore, immerso nel canale di scarico. La difficoltà delle riparazioni e dei ricambi, la facilità con cui le acque terrose provocano il logoramento dei perni, l'incomodo di una regolare lubrificazione, rendono poco atti allo scopo i perni di base comuni. I loro supporti sono provveduti di tubo che porta l'olio o l'acqua in pressione sulle superfici a contatto, che, col mezzo di scatola a stoppa o con guarnizioni apposite, vengono sottratte al contatto dell'acqua dal canale. Indichiamo, a complemento delle figure precedenti, 4 tipi di perni di base inferiore per turbine colle fig. $302^{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4}$). A è l'albero

motore, (nella fig. 302[1], in ghisa) B il supporto (nella fig. 302[1], costituito da un palo fisso in ferro) R la turbina. Il 2.° tipo presenta cuscini in legno.

È però uso generale nelle turbine ad asse verticale quello dei perni superiori detti *perni Fontaine* o *Girard.* In diversi esempi noi abbiamo indicato il modo con cui questa disposizione è realizzata. La turbina è montata sopra un albero cavo in ghisa, che costituisce l'albero motore del meccanismo. Quest' albero, centrato a mezzo di cuscini in bronzo intorno ad un palo fisso, che riposa sopra una fondazione opportuna, riporta su di esso il perno. Come si vede in dettaglio nella fig. 303, la rotazione

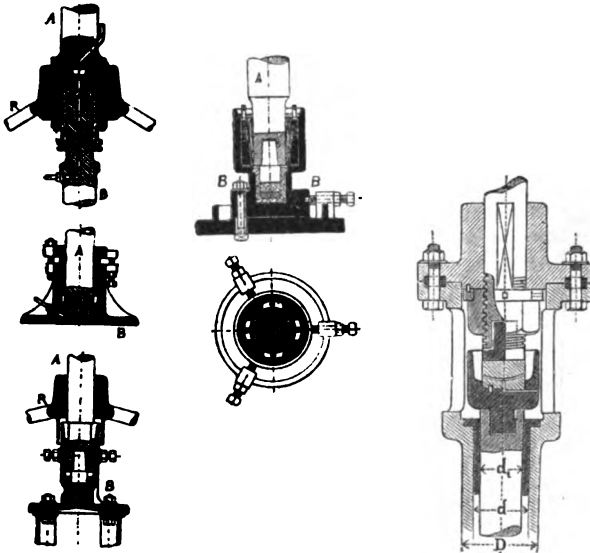



Fig. 302[1 · 2 · 3 · 4]. Fig. 303.

della madrevite permette di mettere a posto la ralla, ricambiarla e regolare il gioco fra turbina e distributore. Converrà tenere, compatibilmente colle condizioni dell' impianto, minima l'altezza del palo fisso, il quale si calcola come solido caricato in punta, sotto un carico P composto dal peso della ruota albero ed organi annessi, più il peso della colonna d'acqua insistente sulla corona della ruota, con una resistenza unitaria che sia $^1/_{20}$ del carico di rottura. L' azione dell' acqua sulla ruota dà un carico che è

$$\left.\begin{array}{l} 1000 \,.\, 2r \,.\, \pi \, b_1 \left(H - V^2/_{2g}\right) + \text{il peso d'acqua nella turbina} \\ \qquad\qquad\qquad\qquad \text{(turbine a reazione)} \\ \dfrac{1000}{g} Q \,.\, (V \operatorname{sen} \alpha_1 - u_1) + \text{il peso d'acqua nella turbina} \\ \qquad\qquad\qquad\qquad \text{(turbine d'azione).} \end{array}\right\} \quad (98)$$

Se L è la lunghezza del palo in mm. sarà $d_1 = 0.18 \sqrt[4]{PL^2}$.

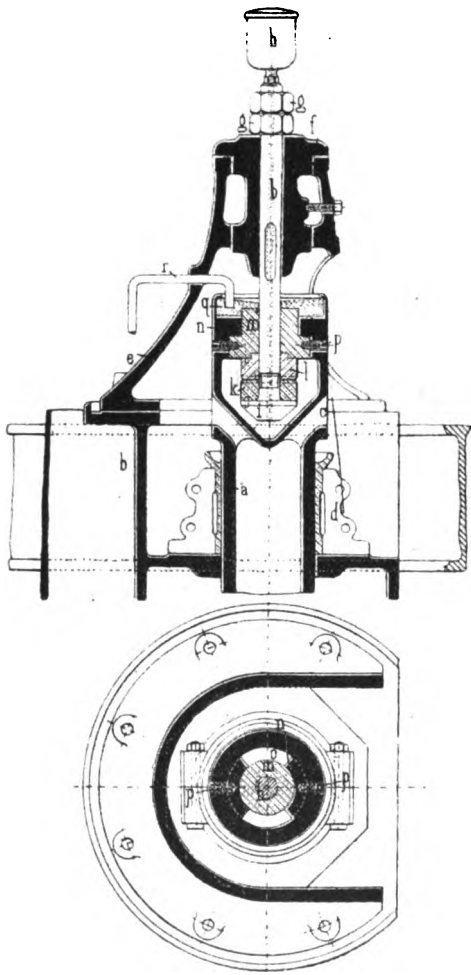
L'albero cavo in ghisa si calcola per torsione, pel massimo lavoro trasmesso, colle formole note, (vedi *Costruttore di macchine*) fissando il diametro interno $d = d_1 + 20$ m/m circa. Il perno calcolasi colle norme dei perni di base.

L'albero cavo in ghisa o l'albero pieno che gli fa seguito sono guidati da un sopporto a collare.

Fig. 304[1, 2].

Vengono adoperati anche talvolta alberi pieni sospesi, provveduti in alto di un perno di base ad anelli. Sono disposizioni semplici ma di raro uso, specie per il lavoro di attrito assorbito in questa specie di perni.

Tra queste crediamo opportuno citare la sospensione *Davoglio.*

Descrivendo la turbina con otturatore cilindrico, abbiamo accennato ad una sospensione speciale senza palo fisso che ora descriviamo. La fig. 304[1, 2] completa perciò il disegno della fig. 229. Sul traverso superiore riposa il supporto *e*, al quale è sospeso, col bollone *h* e la bussola *f*, l'albero cavo della turbina, albero guidato dal sopporto a collare *b*, in due pezzi. La bussola *f* è montata nel sopporto per modo da non poter girare. Il bollone *h* finisce in una testa *i*, ed è questa la parte che sostiene l'albero *a* della turbina e la ruota mobile. Si regola la distanza esatta fra distributore e ruota mobile spostando verticalmente *h* coi dadi *g g*. Sulla testa *i* riposa la ralla anulare di base *k*, impedita dal ruotare a mezzo di spina. L'albero *a* della turbina è formato alla parte superiore con una camera cava, che è provvista dei due sporti *n n*. La bussola *m* infilata sul perno *h* è messa a posto con giunto a bajonetta mediante rotazione di 90°, ed assicuratavi colle viti *p*. Fra questa bussola e la ralla *k* è inserito il perno anulare di base *l*, fissato con spina ad *m*; questo perno, insieme ad *m*, ruota coll'albero *a* della turbina. Il

lubrificante è raccolto in q, e, pei fori opportuni, passa al perno di base nella camera che lo racchiude. Il tubo r ripiegato si immerge nello strato superiore di olio, e permette all'olio di scolare. Sotto la camera sono quattro aperture c che permettono il passaggio d'aria nell'interno del tubo per lo scopo già detto a pag. 260. Ove non si usi tale disposizione di turbina queste aperture sono inutili. Disposizione simile è adottata con albero di turbina in ferro pieno. Con tale sistema al palo fisso delle turbine comuni, soggetto a compressione, è sostituito un palo sospeso agente per trazione, e ad un perno di base semplice, come nelle turbine ordinarie, un perno di base anulare.

Nelle calcolazioni occorre spesso conoscere preventivamente *il peso delle* turbine. È questo assai variabile col tipo della turbina; talchè non sarebbe possibile averne un criterio approssimato se non eseguendo almeno il disegno schematico della stessa.

Per le turbine Girard il peso, che comprende distributore, ruota, albero, palo e loro accessorii può essere approssimamente determinato in quintali colla

$$P = \alpha \sqrt[8]{\frac{N_e}{H}}; \quad \text{dove} \quad \alpha = 18 \sim 22. \qquad (99)$$

Equilibrio elettrico delle turbine. Allo scopo di diminuire il carico sul perno di base delle turbine è stato studiato il modo di equilibrarle, oltre che idraulicamente, nel modo che già si è visto (fig. 289), anche elettricamente. L'officina Oerlikon ha appunto applicato di recente un sistema di equilibrio magnetico alle turbine. L'albero della turbina porta una armatura circolare in ferro, sopra la quale viene stabilito un campo magnetico circolare mediante una serie di elettro-calamite entro le quali passa una debolissima corrente.

Quando la turbina funziona ha tosto luogo la magnetizzazione, la quale produce una attrazione verso l'alto che può essere regolata in modo da equilibrare il peso della turbina. Questa attrazione produce una maggiore resistenza al moto; ma si è calcolato che il lavoro di tale resistenza non oltrepassa un terzo di cavallo per tonnellata di peso sostenuta magneticamente.

Accessorii di impianto delle turbine. L'impianto delle turbine si completa con organi accessorii, quali sono: le paratoie al canale di arrivo: lo scaricatore che metta in comunicazione il canale di arrivo collo scarico e permetta di avere libera d'acqua la camera della turbina, o di smaltire per esso gli eccessi di volume. Si dispone sempre al punto in cui il canale di scarico mette capo nella camera della turbina, o nel tubo, una griglia a sbarre parallele inclinata, destinata a trattenere le materie trascinate dall'acqua e facilitarne il deposito in una sacca speciale. Tale griglia deve essere tanto più fitta quanto più l'altezza a_1 delle luci del distributore è piccola, potendo allora avvenire per dette materie l'otturamento del distributore.

Raramente alle turbine sono applicati (salvo nel caso in cui si richieda assoluta uniformità nel movimento del motore) i regolatori automatici. Essi concorrono, come vedemmo allora, alla manovra del sistema

di otturamento. Alle disposizioni ricordate al § 10 aggiungiamo qui quella usata da Lehmann. Essa è costituita da un cilindro orizzontale nel quale scorre uno stantuffo il cui gambo prolungato porta un'asta dentata collegata con rocchetti ed ingranaggi al meccanismo di otturamento. Tal cilindro può ricevere l'azione dell'acqua in pressione dal canale d'arrivo, da una parte e dall'altra; e questo, con una distribuzione che è fatta funzionare da un regolatore a forza centrifuga ricevente moto dalla turbina. Al movimento dello stantuffo in un senso o nel senso opposto, corrisponde l'apertura o la chiusura dell'otturatore.

33. Confronto fra i diversi tipi di motori idraulici. — I criterii sulla scelta dei diversi tipi di motori idraulici, nei vari casi, si desumono dai valori medi di Q e di H, e dalle eventuali variazioni di questi. Abbiamo già indicato in addietro per ogni forma speciale di motore i valori di Q ed H più convenienti nonchè l'attitudine a funzionare con volumi o cadute variabili con o senza perdita di effetto utile.

Generalmente presso di noi le turbine assiali sono preferite alle radiali, salvo i due casi speciali che corrispondono all'uso delle Girard cilindriche ad asse orizzontale. Oggi però si diffondono anche le turbine radiali americane. Le turbine assiali deviano meno il corso della corrente fluida evitando le resistenze idrauliche che ne derivano, concedono una maggior velocità d'entrata, il che diminuisce il diametro del motore, e conservano ai filetti liquidi un maggior parallelismo. Le turbine radiali a reazione offrono rispetto alle assiali d'egual specie il beneficio di un minor carico sul perno di base, la pressione idrostatica sulla ruota mobile agendo in senso radiale. Le turbine radiali in genere conservano ai vari filetti liquidi che entrano sulla ruota mobile una velocità periferica eguale nei vari punti della larghezza; esse evitano anche, avendo palette cilindriche, le perdite per urto alla introduzione che sono connesse colla forma elicoidale. Da questi cenni non si ponno però desumere a priori criterii di preferenza, i quali più che tutto hanno il loro riferimento all'effetto utile delle turbine, al costo, ed alle condizioni di variabilità del salto e della portata.

Quanto alla importanza delle turbine rispetto alle ruote idrauliche ed ai pregi che le hanno diffuse largamente, valga la tabella a pag. 317, che espone i dati più importanti a conoscere (per i limiti estremi di applicazione) in durata, peso, costo, ecc., atti a fornire gli elementi di confronto fra la ruote idrauliche e le turbine.

L'esame di questo specchio mette in evidenza i pregi delle turbine che ormai hanno quasi interamente sostituito le antiche ruote idrauliche. Limiti estesi di caduta e di portata, numero di giri elevato che semplifica le trasmissioni, effetto utile massimo, e, colla scelta di tipo opportuno, costante, malgrado le variazioni di Q ed H, costituiscono le precipue ragioni di superiorità delle turbine sulle ruote idrauliche.

La sola causa che può talvolta consigliare e far preferire l'uso della ruota idraulica risiede nella facilità di eseguire la costruzione in parte o per intero in legname, quindi con poco costo, e nella facilità di eseguire le riparazioni sul posto con limitati mezzi e senza provetti operai. Nel caso di grandi opifici e di grandi lavori, questa circostanza è di poco

Dati relativi al motore	Ruote idrauliche		Turbine
	di fianco	per di sopra	
Limiti di caduta H m.	0.5—2	2—10	0.2 - 200
Limiti di portata Q mc.	0.1—2	0.1—3	0.1—30
Lavoro in cavalli Ne	1—30	1—50	0.1—1200
Numero dei giri al 1'.	1—15	1—12	20—4000
Effetto utile η	0.30—0.70 in casi speciali 0.80	0.60—0.70 in casi speciali 0.80	0.65—0.85
Diametro in metri	3 - 9	3—12	0.20 - 4
Peso in kg.	1000—12000	1000—12000	100—10000
Costo di costruzione per cavallo L.	40—150	40—150	60 - 250
Durata in anni	8 12	8—12	Illimitata
Influsso del gelo	Il gelo formantesi può essere facilmente rimosso.		Protette contro il gelo.
Variazione della portata	L'effetto utile non è ridotto sensibilmente.		L'effetto utile non è ridotto nella turbina d'azione a getto libero e nelle turbine radiali a reazione con otturatore cilindrico.
Variazione del livello di scarico (in aumento)	Scema l'effetto utile col salire del livello di scarico (in minor grado nelle ruote a cassetto).		L'effetto utile non scema nella turbina a reazione e nella turbina d'azione a getto forzato.
Giacitura dell'asse del motore	Sempre orizzontale.		Orizzontale, verticale, o comunque inclinato.
Osservazioni diverse	Semplice costruzione, anche in legno; manutenzione poco onerosa, e riparazioni facili, sul posto.		Costruzione e riparazioni da eseguire nelle officine; si richiede manutenzione accurata.

valore, specie se si confrontano le turbine con le ruote idrauliche costrutte in metallo e con la maggiore accuratezza. Ma l'osservazione acquista un certo valore se si tratta di piccole forze, di motori destinati a servizi agricoli, in località montuose, per piccole industrie, ecc., ecc.

L'ing. Conradi (fig. 305), ha anzi proposto l'uso di turbine quasi interamente in legno per quegli impieghi nei quali, oggi ancora, per ra-

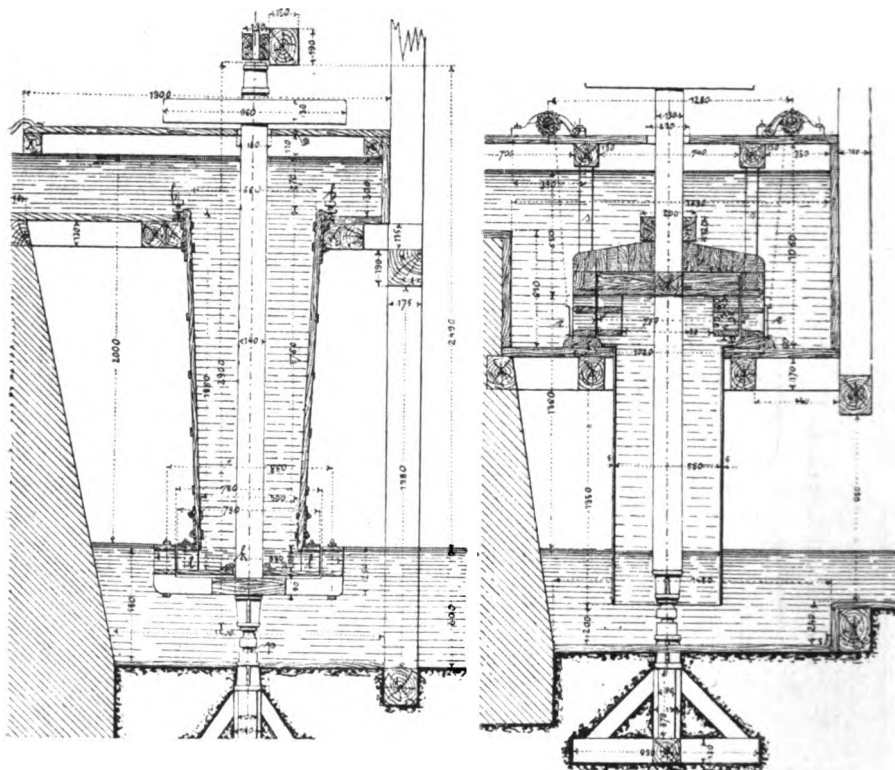



Fig. 305.

gione di economia nel costo, di facilità nella manutenzione e riparazione, le ruote idrauliche non hanno potuto essere sostituite dalle turbine. L'esperienza sembra confermare i buoni risultati di tali disposizioni. Queste turbine (che si calcolano del resto colle formule generali secondo il tipo cui appartengono) sono costrutte d'ordinario come turbine radiali ad azione o reazione con introduzione esterna od interna. Le palette sono in lamiera; corone, razze, alberi, ecc., in legno di qualità opportuna, incatramato, perchè possa resistere all'umidità ed impedire le fughe d'acqua.

CAPITOLO VIII.

MOTRICI IDRAULICHE

MACCHINE A COLONNA OD A PRESSIONE D'ACQUA

§ I.

Generalità sulle motrici a colonna od a pressione d'acqua.

1. Tipi di macchine a colonna d'acqua. — Chiamansi motrici a colonna o a pressione d'acqua le macchine in cui l'acqua agisce sovra uno stantuffo, mobile entro un cilindro, in virtù della pressione che, o corrisponde ad una caduta effettiva, o viene creata artificialmente con pompe ed accumulatori. L'uso di tali macchine, che oggi sono di raro impiego, e che hanno la caratteristica di una velocità di stantuffo limitato, vien fatto per volumi d'acqua medi o piccoli e per grandi cadute o pressioni. Se poi la pressione disponibile assume valori eccezionali la motrice a stantuffo è la sola che (esclusi alcuni tipi di turbine) possa convenientemente applicarsi. Una turbina Girard radiale, acquisterebbe infatti velocità periferiche eccessive; e potrebbe solo preferirsi per grandi volumi d'acqua.

Le motrici a colonna d'acqua, usate dapprima pel comando diretto di pompe in servizi minerari, si adoperano oggi anche come macchine motrici nel senso più generale.

Esse si usano non solo per utilizzare grandi cadute naturali che esistono nelle località montuose, ma si impiegano come apparati ricevitori della energia nella utilizzazione delle trasmissioni idrauliche del lavoro a grandi o brevi distanze, e come motrici per la piccola industria nelle città provviste di condotte d'acqua in pressione.

Spesso queste condotte d'acqua sono create appositamente per solo scopo di distribuzione la forza motrice, ed in tal caso la pressione ne è assai elevata, in quanto, in tal modo, la trasmissione idraulica del lavoro è capace di un elevato effetto utile. Ciò perchè le resistenze idrauliche nelle condotte sono indipendenti dalla pressione. Ecco alcuni esempi di distribuzione d'acqua ad alta pressione per sola forza motrice.

Città	Data dell'impianto	Lunghezza della condotta chm.	Diametro della condotta mill.	Lavoro totale indicato cavalli	Portata in metri cubi per settimana	Numero delle macchine a pressione d'acqua servite	Pressione nella condotta: chg. per cmq.
Halle . . .	1881	4	150	250	2200	58	50
Londra . . .	1884	122	180	3400	43000	2300	53
Liverpool . .	1888	29	150	800	4500	453	56
Melbourne. .	1889	29	150	800	6800	413	53
Birmingham .	1891	5.6	150	52	350	—	50
Sydney. . .	1891	19	150	688	3360	200	53
Anversa . .	1894	7.2	305	1000	15000	(turbine)	53
Manchester .	1894	19	150	800	4500	247	80
Glasgow . .	1895	14.5	180	600	—	—	80

Le macchine a colonna d'acqua si dividono in motori a stantuffo avente moto rettilineo *a semplice ed a doppio effetto*, secondo che l'acqua agisca sovra una sola o su entrambe le faccie dello stantuffo ed in motori a stantuffo rotativo, i quali ultimi però non hanno dato risultati molto soddisfacenti. Esse prendono disposizioni simili a quelle delle macchine a vapore, salvo le modificazioni richieste dalla natura incompressibile del fluido.

Il fatto della *incompressibilità* od *anelasticità,* congiunto all'altro nella *massa* sensibile del liquido in moto, e quindi dell'influenza che l'inerzia di esso esercita nelle fasi alternate dello stantuffo, suggerisce alcuni criterii di ordine generale intesi ád impedire gli urti (colpi d'ariete) che ne potrebbero derivare. Questi possono verificarsi all'entrata dell'acqua nel cilindro, o per compressione della stessa fra lo stantuffo ed il coperchio a cagione di impedito scarico: vi concorrono, le variazioni di pressione causate dalle variazioni di velocità lungo la corsa, e nel passaggio pei tubi di condotta ed il cilindro, i bruschi arresti accidentali della macchina ed infine i dissesti nel sistema di distribuzione. Si richiede perciò una distribuzione esatta, una razionale ed accurata costruzione, l'impiego di camere d'aria, di valvole di sicurezza, ecc., ecc.

Un'osservazione capitale riguarda la purezza fisica e chimica delle acque motrici, le quali debbono trovarsi a contatto con organi a perfetta chiusura, e di lavorazione precisa, il cui logoramento danneggerebbe il regolare esercizio della macchina. Per acque torbide, dovrà il tubo di presa pescare in un serbatoio, nel quale le acque siano state chiarificate. Il semplice limo esercita sulle pareti metalliche un effetto di rapido consumo; se poi le acque sono acide, converrà che le parti sfreganti dalle macchine sieno in bronzo, il che talvolta può essere richiesto anche solo se la pressione è alta, poichè con essa riesce facilitato il disciogliersi dell'ossigeno nell'acqua.

2. Calcolazione delle macchine a colonna d'acqua, a stantuffo e loro effetto utile. — La fig. 306, ci rappresenta una motrice a colonna d'acqua a doppio effetto, cui supporremo applicato uno dei più semplici sistemi di distribuzione, a robinetto; d_1 è il tubo di arrivo dell'acqua, d_2 il tubo di scarico, $H H_1$ il robinetto di distribuzione a quattro vie; la figura dimostra come l'ammissione e lo scarico si verifichino alle due estremità del cilindro $C C_1$ secondo che lo stantuffo possegga movimento in un senso o nel senso opposto. Il moto oscillatorio del robinetto può ottenersi con eccentrico dall'albero motore, o con altre disposizioni cinematiche, in modo analogo a quanto si fa colle macchine a vapore. Si indichino con:

Fig. 306.

F la superficie dello stantuffo, di diametro d, e di corsa s, animato da una velocità v in metri al 1″;

n il numero dei giri, al 1″, compiuti dall'albero motore;

d_1, l_1, v_1 il diametro, la lunghezza del tubo di arrivo e la velocità media nel medesimo;

d_2, l_2, v_2 gli stessi elementi pel tubo di scarico:

h_1 l'altezza verticale del pelo d'acqua nel serbatoio fornitore, rispetto alla posizione media nella superficie premuta dello stantuffo; h_2 l'analoga altezza verticale rispetto al livello di scarico. Se il cilindro è verticale, h_1 e h_2 rappresentano un valore medio, se orizzontale un valore costante;

$h_1 - h_2 = H$ la caduta disponibile.

I valori di H, h_1, h_2 sono espressi in colonna d'acqua; sono però spesso indicati in atmosfere n_e, ed allora $10 . 33 . n_e = H$; le varie misure sono i metri;

$Q =$ portata al 1″ in metri cubi.

Per macchine a doppio effetto, la portata si esprime colla

$$Q = F v = \frac{\pi d^2}{4} v \quad \text{essendo} \quad v = \frac{2 n s}{60} \tag{1}$$

ed il lavoro assoluto in kgm., considerando le pressioni che agiscono sulle due faccie dallo stantuffo e trascurando, come è legittimo, la differenza nella pressione atmosferica,

$$L_a = 1000 F v (h_1 - h_2) = 1000 Q H = 1000 . F v H. = \frac{\pi d^2}{4} 1000 v H. \tag{2}$$

Il lavoro assoluto in cavalli

$$N_a = \frac{\pi d^2}{4} . \frac{1000}{75} v H = 10.4656 \, v H d^2.$$

Il lavoro effettivo in cavalli

$$N e = \eta N a = \eta . 10.4656, v H d^2. \tag{3}$$

Importa notare che, in una macchina a semplice effetto, i valori di Q, L_a, N_a, ed N_e sono la metà dei precedenti.

Il valore di L_a od N_e dipende dalla caduta totale H, non dai singoli valori di h_1 ed h_2. Così, se la motrice è ad un livello più basso dello scarico questo esercita una contropressione sullo stantuffo. Se la motrice sta ad un livello superiore allo scarico, sarà $H = h_1 + h_2$ (essendo h_2 negativo); il valore di h_2 però dovrà essere inferiore al carico che corrisponde alla pressione atmosferica.

Dalle formole (2) e (3) si potranno cavare, dati Q ed H, il valore di d, ed il lavoro effettivo; ovvero, dati N_a ed H, il valore di Q e di d, purchè sieno noti v ed η.

La velocità media dello stantuffo nelle motrici ordinarie varia da m. 0.5 — 07 al 1''; un piccolo valore di v offre il vantaggio di diminuire il lavoro perduto allo scarico e gli urti. Raramente si sale oltre questi limiti; nelle grosse macchine si assumono anzi valori minori; ne risulta che il volume d'acqua smaltito non può esser grande, se voglionsi evitare dimensioni eccessive del cilindro motore. Tuttavia, la riduzione della velocità aumenta le dimensioni delle macchine e quindi il loro costo: si è perciò cercato, e con successo, di aumentare, con disposizioni opportune, la velocità dello stantuffo.

Il valore di η si compone, come al solito, di due parti: del coefficente dell'energia e del coefficiente organico. I due valori non possono essere costanti, specie il primo, che dipende spesso da condizioni locali, cioè dallo sviluppo maggiore o minore delle tuberie di condotta, dalle curvature loro, dei gomiti eventuali e dalla velocità.

L'esperienza darebbe in media come lavoro utile effettivo il 0.90—0.92 del lavoro indicato. Il rapporto tra il lavoro indicato e l'assoluto è assai variabile; in media 0.80 - 0.90. Cosicchè η può variare da 0.65 — 0.85 %. Se però il carico è misurato nel punto di introduzione nella macchina sul tubo di condotta, non essendo più comprese in η le resistenze di questo, si avrà $\eta = 0.80 - 0.85$:

Indichiamo brevemente il valore delle resistenze idrauliche che influiscono sul lavoro indicato. Esse sono:

1.° *Resistenze idrauliche nei tubi di condotta*, rappresentate da una perdita di carico che è:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{pel tubo di arrivo} & x_1 = \xi \frac{l_1}{d_1} \cdot v_1^2 = \xi \frac{l_1 d^4}{d_1^5} v^2 \\ \text{pel tubo di scarico} & x_1' = \xi \frac{l_2}{d_2} \cdot v_2^2 = \xi \frac{l_2 d^4}{d_2^5} v^2 \end{array}\right\} \quad (4)$$

dedotte da $v_1 = (d : d_1)^2 v$, $v_2 = (d : d_2)^2 v$; $\xi = 0.005$ (d diametro del cilindro, v velocità).

2.° *Resistenze per l'inerzia della massa d'acqua.* Il movimento dell'acqua nei tubi e nel cilindro è soggetto ad oscillazioni di velocità, passanti per punti di velocità nulla (o quasi), secondo il sistema di distribuzione. Così, all'acqua del tubo di arrivo si dovrà fornire ogni volta, perchè acquisti nel moto dello stantuffo la velocità media v_1, un lavoro meccanico dato da $\frac{m v_1^2}{2}$ (m massa al 1'' della colonna liquida d'arrivo).

Sarà:

$$\frac{m v_1^2}{2} = \frac{\pi d_1^2}{4} . 1000 . \frac{v_1^2}{2g} . l_1$$

e per

$$v_1 = \frac{d^2}{d_1^2} v$$

il lavoro è

$$\frac{\pi d^2}{4} \frac{d^2 l_1}{d_1^2} 1000 . \frac{v^2}{2g} . \qquad (5)$$

Il medio sforzo che si richiede durante una corsa è:

$$P = \frac{\pi d_1^2}{4} . \frac{d_1^2}{d_1} \frac{l_1}{s} 1000 \frac{v^2}{2g} \qquad (6)$$

ed il carico che vi corrisponde, carico perduto, è

$$x_2 = \frac{P}{1000 . \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{d^2 . l_1}{d_1^2 s} \frac{v^2}{2g} ; \qquad (7)$$

pel tubo di scarico, analogamente

$$x_2{}' = \frac{d^2 l_2}{d_2^2 s} \frac{v^2}{2g} . \qquad (8)$$

Questa perdita è maggiore nelle macchine a semplice effetto, perchè la colonna fluida rimane in essa arrestata per una corsa intera. È minima nelle macchine a doppio effetto se il sistema di distribuzione sia così disposto che, alla chiusura della luce di introduzione da una parte del cilindro, corrisponda la immediata apertura della luce di introduzione dall'altra; x_2 ed $x_2{}'$ si rendono piccoli per piccoli valori di v, grandi diametri di condotte, e loro limitato sviluppo, e per grandi corse della macchina. Si evitano queste perdite, e gli urti che ne conseguono, disponendo all'estremo del tubo di arrivo (talvolta anche sul tubo di scarico) una *camera d'aria* (in modo analogo che nelle pompe) il cui ufficio è tale che, alle alternative di moto, non corrisponda nella colonna fluida un periodo di quiete, entrando l'acqua nella camera e comprimendo l'aria contenutavi, la quale restituirà nella fase successiva il lavoro raccolto. Siccome l'aria è disciolta dall'acqua sotto alte pressioni, si usa di una piccola pompa d'aria per rifornire la camera o si tengono seperate le due capacità di essa con uno stantuffo mobile. Per altissime pressioni, la camera d'aria dovrà essere esattamente calcolata, per essere esposta al pericolo di esplosione.

3.° *Perdite di carico per strozzamenti, gomiti e curve,* verificantisi nei tubi e nei canali componenti il sistema di distribuzione; sull'aumento o la diminuzione di queste resistenze è fondato il sistema ordinario *regolatore* del lavoro, col quale si proporziona al lavoro motore il lavoro resistente aumentando artificialmente le resistenze passive. Si comprende tuttavia non essere questo un sistema regolatore razionale.

4.° *Attrito dello stantuffo sulle pareti del cilindro,* variabile colla pressione e colla natura delle guarnizioni. Se queste sono elastiche, la

resistenza dipende dall'aria di essa premuta contro le pareti, dalla pressione, e da un coefficiente d'attrito variabile fra 0.25 — 0.15. Per stantuffi a guarnizione di cuoio, la perdita può salire al 10 % del lavoro totale. Notevolmente minore riesce per guarnizioni metalliche.

5.° *Perdita per il carico corrispondente alla velocità di uscita,*

$$\frac{v_2^2}{2g} = \left(\frac{d}{d_2}\right)^2 \frac{2^2}{2g}.$$

6.° *Perdite di volume d'acqua,* che si hanno in ispecie quando il meccanismo di distribuzione sia posto in moto da una piccola macchina a colonna d'acqua sussidiaria.

Le varie perdite prendono la forma

$$\alpha \frac{v^2}{2g}$$

dove v^2 rappresenta il medio quadrato della velocità dello stantuffo ed α una costante che rappresenta gli effetti sommati delle diverse resistenze idrauliche. L'influenza degli spazi nocivi è nulla o trascurabile, non essendovi lavoro ad espansione.

Si conclude che, per rendere massimo il lavoro di una macchina a colonna d'acqua, occorrono tubi brevi e di grande diametro, larghi condotti di distribuzione, dolci curve. Ecco al proposito alcuni dati pratici. Le sezioni dei tubi di arrivo o di scarico tengonsi d'ordinario eguali e, secondo i casi, con diametro che è di 0.7 ~ 0.9 del diametro del cilindro; così la velocità dell'acqua in detti tubi varia fra 1m,20 ~ 0.70. Per condotte brevi e rettilinee può assumersi una velocità massima di 1.50. I diametri di una condotta dipendono della lunghezza e dal costo: converrà quindi talvolta diminuire il diametro accettando la maggior perdita di effetto utile che ne risulta. Le dimensioni dei canali di distribuzione si tengono pure da $^1/_4 - ^1/_8$ dell'area della sezione del cilindro. Le grandi proporzioni che il sistema di distribuzione così acquista, richiedono accurata costruzione ed organi equilibrati.

Converrebbe assumere corse di una certa lunghezza per scemare in pari tempo le alternative di moto, gli urti, e le perdite di lavoro. Nelle macchine a semplice effetto la corsa può variare da 2 a 6 volte il diametro: si limita però la corsa, specie nelle macchine a doppio effetto destinate alle piccole industrie, allo scopo di scemare le dimensioni della macchina, ed aumentarne il numero dei giri o diminuirne il costo. Si proporzionano talvolta le corse al diametro facendo $s = (2.5 \sim 1.5)\, d$, ed anche meno.

Gli elementi indicati bastano a svolgere nelle linee generali il calcolo di una macchina a colonna d'acqua.

3. Modi diversi di distribuzione. — La distribuzione è generalmente ottenuta nei vari tipi di macchine a semplice o a doppio effetto coi medesimi organi: ma il loro comando avviene in modo diverso, secondo che si tratta di macchine a colonna d'acqua destinate al comando diretto di macchine parimente alternative (generalmente pompe), nel qual caso esso si desume dal moto rettilineo alternato dello stantuffo, o si tratta

di macchine a moto rotatorio, nel qual caso, oltre ai sistemi che si usano per tipi precedenti, si fa più spesso uso dei sistemi di comando col mezzo di eccentrici o manovelle sull'albero motore, in quel modo che si pratica nell'ordinaria costruzione delle macchine a vapore, e con forme e leggi che poco ne differiscono.

Le distribuzioni in uso delle macchine a stantuffo possono essere così classificate: 1.° a *robinetti* (di cui è esempio la fig. 306; questa distribuzione è applicabile, con un robinetto a tre vie, anche alle macchine a semplice effetto); 2.° a *valvola;* 3.° a *stantuffo* od a *cassetto semplice;* 4.° a *cilindro oscillante.* Di queste alcune sono ormai quasi abbandonate nell'uso, come quelle a robinetti ed a valvole: noi non ce ne occuperemo per non dilungarci in esempi di solo valore storico.

§ 2.

Macchine a colonna d'acqua a comando diretto, a semplice o doppio effetto.

4. Distribuzioni a stantuffo. Modi per evitarne gli urti. — Le macchine di questo gruppo sono usate specialmente nel servizio minerario per movimento di pompe, e allora lo stelo della motrice prolungasi senz'altro nello stelo della pompa. Fluido motore e mosso sono dell'eguale natura: onde il movimento diretto presentasi assai conveniente. Questa applicazione non è tuttavia la sola; poichè, come macchine ad azione diretta, appartengono allo stesso gruppo i cilindri dei torchi idraulici, delle macchine a stampare, ecc. ecc. Ma, in questi apparecchi, raramente la distribuzione è automatica, e se tale, discende dai tipi che esaminiamo in appresso.

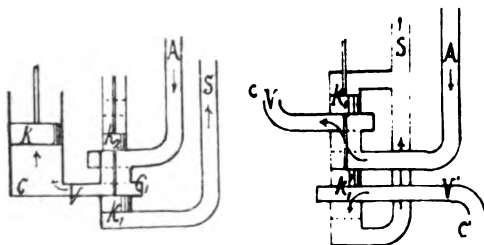



Fig. 307[1·2].

La miglior forma di distribuzione automatica è quella a *stantuffo*, perchè in questa gli organi distributori sono equilibrati. Se ne ha esempio schematico nella fig. 307[1·2].

La fig. 307[1] e applicabile a macchine ad un solo cilindro a semplice effetto; V è il tubo di comunicazione fra la camera di distribuzione ed il cilindro. La fig. 307[2] è applicabile sia ad una macchina a doppio effetto, in cui V e V_1 sieno i tubi che comunicano colla estremità del cilindro, sia ad una macchina ad effetto semplice con due cilindri, quando V e V_1 sieno i tubi comunicanti con ciascuno dei medesimi. La distribuzione consta di due stantuffi K_1 K_2, (così disposti che le pressioni idrostatiche equilibrantisi rendano minimo lo sforzo necessario al loro movimento) manovrati da un unico stelo, i quali sono fatti passare dalla posizione punteggiata a quella della figura, e mettono in comunicazione il cilindro

motore C, od una delle sue estremità, col tubo di arrivo A o col tubo di scarico S. Il movimento della distribuzione, per la natura incompressibile del fluido, richiede norme speciali. Quando, nello spostamento del doppio stantuffo distributore, K_1 è venuto a chiudere la bocca che mette capo al cilindro motore in V, si verifica un arresto immediato della colonna fluida d'arrivo; l'urto che ne seguirebbe si evita facendo in modo che l'arresto sia graduale, e ciò col dare allo stantuffo distributore forma conica o provvedendolo di scanalature sugli orli ed allargando allora intorno ad esso il tubo di comunicazione V.

Devesi inoltre notare che, al momento della chiusura del tubo di introduzione per opera dello stantuffo K_1, l'acqua arrestata nel cilindro motore perde ad un tratto la sua pressione. Lo stantuffo motore percorre per inerzia uno spazio piccolissimo che è causa della formazione di un piccolo vuoto del cilindro, e quindi di urto quando lo stantuffo K riprende la fase di ritorno. Tali urti si eliminano *se il tubo d'ammissione al cilindro V sia collegato al tubo di scarico S col mezzo di altro tubo provvisto d'una valvola scorrente che si apra da S verso V, ed al tubo di ammissione A mediante altro tubo provvisto d'una valvola che aprasi da V verso A*: cosicchè l'acqua, all'estremo della corsa motrice, da S passa nel cilindro motore, e, all'estremo della corsa di scarico, da questo viene respinta nel tubo di arrivo. Eguale scopo può essere raggiunto se i tubi di introduzione V e V_1 sono in comunicazione *con una camera d'aria,* la quale, all'estremo della corsa di ammissione, mediante espansione d'aria, può fornire acqua al cilindro, mentre all'estremo della corsa di scarico ne riceve.

Altra osservazione va fatta al sistema di distribuzione. Dalla fig. 307[1] si riconosce che, al momento in cui lo stantuffo distributore K_1 chiude l'ammissione, cessando ad un tratto la pressione d'acqua nel cilindro cessa — perchè la manovra del sistema distributore è affidata allo stantuffo od allo stelo — la possibilità di riportare lo stantuffo distributore nel suo punto superiore, in guisa che le fasi del moto sieno invertite. Occorre dunque uno sforzo esterno che porti a compimento la corsa dello stantuffo distributore, ovvero, come nelle motrici a doppio effetto, che la macchina possieda per sè stessa disposizioni atte di far compiere, malgrado la chiusura della introduzione, l'ultimo breve tratto di corsa dello stantuffo motore. Dei vari sistemi ideati allo scopo, il più usato è di comandare la distribuzione con una *piccola macchina a colonna d'acqua sussidiaria,* artificio che richiede però un lieve consumo d'acqua per il funzionamento di quest'ultima.

5. Diversi tipi di motrici a colonna d'acqua ad azione diretta. — Ne dividiamo l'esame in due gruppi, secondo che sieno a semplice o a doppio effetto.

I. *Motrici a semplice effetto. La macchina a colonna d'acqua di Darlington* è rappresentata nella fig. 308. T stantuffo motore; K_1 K_2 stantuffi distributori; A tubo di arrivo, S di scarico; H motrice a colonna d'acqua (a doppio effetto) sussidiaria per la manovra della distribuzione, provvista a sua volta di due stantuffi distributori riuniti da un'unica asta, che, prolungandosi all'esterno, riceve moto intermittente dallo stantuffo

motore. Il tubo *a* fornisce l'acqua al movimento dello stantuffo distributore *K*; i tubi e_1 ed *e* comunicano collo scarico. Per movimento come nella figura, l'acqua motrice passando da *a* fa salire lo stantuffo *K*, quindi, col mezzo del bilanciere superiore, fa discendere gli stantuffi della distribuzione principale. L'inverso si verifica nella fase di salita dello stantuffo motore *T*.

Tale sistema è stato, per le macchine a semplice effetto, notevolmente migliorato. Si è cercato cioè di sopprimere il cilindro *H* della mo-

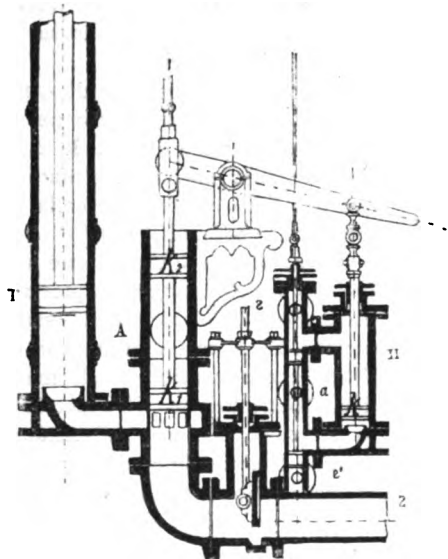
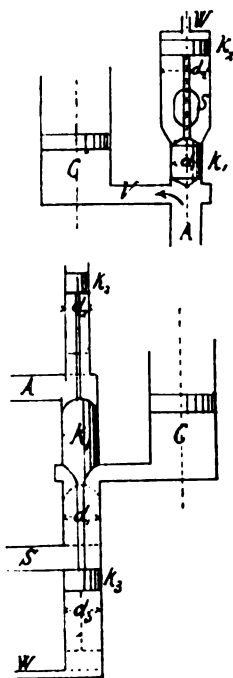



Fig. 308. Fig. 309[1, 2].

trice ausiliaria, facendone compiere la funzione agli stantuffi stessi del meccanismo della distribuzione principale.

Ne vennero così le due disposizioni segnate colle fig. 309[1, 2]: nella fig. 309[1], lo stantuffo K_2 della distribuzione principale è anche stantuffo motore della macchina secondaria. *A* tubo di arrivo, *S* di scarico, *V* tubo comunicante col cilindro; *W* stretto tubo, superiore allo stantuffo K_2, comunicante col tubo di arrivo dell'acqua, e provvisto di un sistema di distribuzione a stantuffo od a robinetto, comandata dallo stelo dello stantuffo motore *C*, col quale l'acqua può essere ammessa, in pressione, sulla faccia superiore di K_2. Colla disposizione della figura l'acqua fa salire lo stantuffo *C*, ed il tubo *W* è in comunicazione con *S*; perchè il doppio stantuffo discenda, quando *C* ha compiuto la sua corsa e possa iniziare la fase di ritorno, si ammette l'acqua in pressione da *W*, con manovra auto-

matica del sistema distributore: per la differenza dei diametri d_2 e d_1, il doppio stantuffo discende. Perchè la manovra sia assicurata, occorre che tra i diametri esista un dato rapporto. Questo rapporto (sorvolando ai calcoli) è di $d_2 = \sqrt{2}\, d_1$ assumendosi d_1 o d_2 colle seguenti formole approssimate: in metri

$$\left.\begin{aligned} d_1 &= \left(0{,}1 + 0.009\,\frac{G}{H}\right) \sim \left(0.15 + 0.007\,\frac{G}{H}\right) \\ d_2 &= \left(0{,}14 + 0.004\,\frac{G}{H}\right) \sim \left(0.18 + 0.007\,\frac{G}{H}\right); \end{aligned}\right\} \quad (9)$$

G peso degli stantuffi di distribuzione, H caduta. Per ogni doppia corsa dello stantuffo motore è perduto un volume d'acqua dato da $\pi/_4 \,.\, d^2_2\, s_1$; indicando con s_1 è la corsa degli stantuffi distributori.

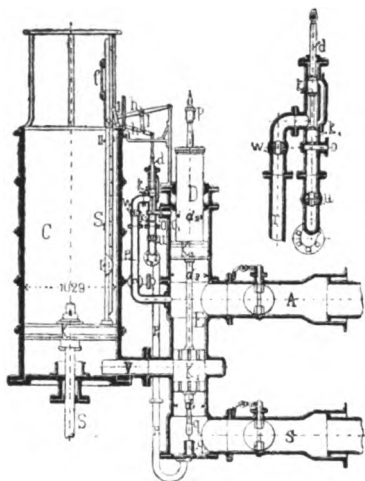



Fig. 310.

Fig. 309[a]: sistema di distribuzione a tre stantuffi in uso per macchine a semplice effetto. Il cilindro motore della macchina d'aiuto è K_2 che può farsi comunicare colla parte inferiore, mediante il tubo W e colla manovra di una distribuzione a stantuffo (o a robinetto), per questo tubo comandata dallo stelo dello stantuffo motore. Si è così diminuita la quantità d'acqua richiesta dalla manovra della distribuzione. Gli stantuffi sono in posizione per cui C discende; ma quando C discende al punto più basso, la distribuzione applicata al tubo W si apre in modo da introdurre, sotto K_2, l'acqua della caduta in pressione, la quale farà risalire il sistema, essendo

$$1000 \,.\, H\left(\frac{\pi\, d_2{}^2}{4}\right) > \frac{\pi\,(d_1{}^2 - d_2{}^2)}{4}\, 1000\, H.$$

Il volume d'acqua richiesto del funzionamento della distribuzione

$$q = \pi/_4\, d^2_2\, s_1:$$

se s_1 è la corsa di d_2.

Una disposizione classica molto simile alla precedente, citata nei testi di meccanica, è data dalla ***macchina Junker*** (fig. 310). A, tubo di arrivo che mette capo al cilindro distributore contenente gli stantuffi K_1 e K_2; K_1 agisce direttamente sul tubo di ammissione, e si prolunga in uno stantuffo tuffante D. Lateralmente allo stantuffo K_2 D, (stantuffo motore della motrice ausiliaria) trovasi un cilindretto di distribuzione a due stantuffi k_1 k_2, che, mediante il tubo w, può fornire l'acqua in pressione da A alla capacità anulare o_1, e mediante il tubo r_1, può restituirla allo scarico S. Per le relazioni sussistenti fra i diametri d_1 d_2 d_3 (cioè $d_3 > d_1 > d_2$)

quando l'acqua d'arrivo agisce sulla capacità anulare O_2, si ha uno sforzo che fa discendere il sistema dei tre stantuffi; essendo $\pi/_4 \, (d_3^2 - d_2^2] > \pi/_4 \, (d_2^2 - d_1^2)$; quando O_1 è invece in comunicazione col tubo di scarico S, il sistema dei tre stantuffi sale, essendo $\pi/_4 \, d_2^2 > \pi/_4 \, d_1^2$. Nel primo caso si ha salita dello stantuffo motore; nel secondo discesa. Questo risultato ottiensi manovrando lo stelo *d* dello stantuffo distributore (veggasi il dettaglio laterale nella figura) con un sistema di leve posto in movimento da due intaccature sull'asta S_1 (I e II). Modificando la distanza di dette tacche, può anche essere modificata la corsa dello stantuffo. La quantità d'acqua perduta per la manovra sarà

$$\pi/_4 \, (d_3^2 - d_2^2) \, S_1 \, .$$

Si regola il moto della macchina colla valvola a farfalla nel tubo d'arrivo, diminuendo così, se occorre, la pressione d'acqua per strozzamento.

II. *Motrici a doppio effetto:* La *macchina Pfetsch* è schematicamente rappresentata nella fig. 311; *K* è lo stantuffo motore a doppio ef-

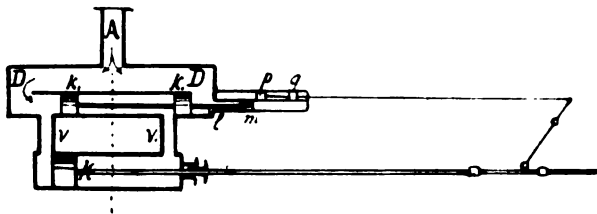



Fig. 311.

fetto, il cui stelo trasmette il movimento alla pompa; *A* è il tubo di arrivo che mette capo alle due estremità del cilindro distributore, provvisto degli stantuffi K_1; l'asta loro si prolunga, portando all'estremo il piccolo stantuffo *m* dentro il cilindro *l*, che forma, coi due piccoli stantuffi di distribuzione *p* e *q*, la motrice ausiliaria. La pressione dell'acqua mantiene gli stantuffi K_1 K_1 ed *m* nella posizione della figura. Mediante intaccature sullo stelo di *K* ed il comando degli stantuffi *p q* con apposita leva, si fa agire la pressione motrice sulla faccia destra di *m* spostando così gli stantuffi K_1 ed invertendo il movimento di *K*; il tubo di scarico sta di mezzo fra gli stantuffi K_1.

Macchina Brandt a stantuffo differenziale: (fig. 312) la macchina ha lo stantuffo fisso ed il cilindro mobile; questo stesso cilindro fa da stantuffo della pompa manovrata direttamente dalla motrice, talchè la macchina è ad azione diretta raccogliendo insieme motrice ed operatrice; *c* è lo stantuffo fisso collegato ai tubi *a a* e *b b*, uno concentrico all'altro, tali da poter comunicare fra loro, fissi, riceventi l'acqua in pressione da accumulatore; *e* cilindro mobile sullo stantuffo *c*, la cui estremità *h h* fa da stantuffo per la pompa differenziale, di cui *A* è il tubo aspirante, *m m* le valvole aspiranti, *k k* i tubi prementi che si ricongiungono in alto in III ed *n n* le valvole prementi. La pompa aspira nella salita dello stantuffo *h*, ma nel tempo stesso preme nel tubo l'acqua prima raccoltasi nella capa-

cità anulare i; la pompa è quindi a doppio effetto, pure aspirando nella sola fase di salita (vedi il capitolo sulle macchine idrofore). La macchina è così disposta che la salita del cilindro e si verifica introducendo l'acqua motrice dal tubo b e sospendendola per a, sicchè essa agisce dal basso all'alto su un'area $\pi/_4 (d_1{}^2 - d_2{}^2)$, se d_1 è il diametro di c; la discesa di e si ottiene introducendo l'acqua anche per a, mentre b rimane in comunicazione colla stessa acqua motrice, per modo che l'acqua motrice agisce per la discesa su un'area

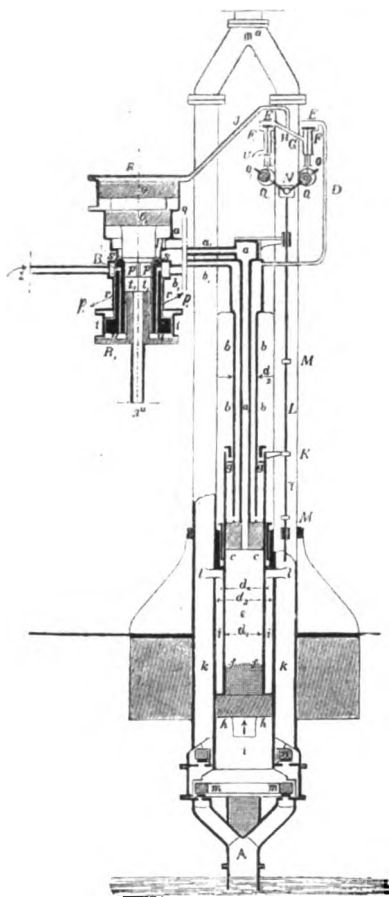
$$\pi \frac{d_1{}^2}{4} - (\pi/_4 \, d_1{}^2 - \pi/_4 \, d_2{}^2).$$

Fig. 312.

Quando il cilindro e discende, l'acqua raccolta nello spazio anulare g (in pressione) ritorna per b ed entra in a; non si ha così perdita d'acqua; nella fase inversa di salita di e l'acqua contenuta nella capacità $ccff$ risale per a e si scarica per 3.ª

La distribuzione (che è a stantuffo) si compone di una parte principale RR_1: i due stantuffi $o\,o_1$ di diverso diametro portano al di sotto una valvola p che appoggia all'estremo di un cilindro $p_1\,p_1$ mobile a tenuta lungo $r\,r$, il quale fa da valvola contro la sede s, e vi è mantenuto aderente dall'acqua in pressione che sta nella capacità inferiore $u\,u$, e che proviene dalla condotta 2, a mezzo di fori trapananti nel corvo $p_1\,p_1$. Se, pel tubo I, l'acqua in pressione agisce al di sopra dello stantuffo o, esso spinge in basso il sistema colla valvola p; allora $p_1\,p_1$ si stacca dalla sede $s\,s$ e l'acqua della condotta entra per a, provocando la fase di *discesa* del cilindro motore.

Se nel tubo I l'acqua non è in pressione, le cose si dispongono come nella figura, l'acqua passa da 2 in b provocando la *salita* di e: e lo scarico dell'acqua, che aveva agito nella fase precedente, avviene pel tubo a e 3.ª mediante sollevamento automatico della valvola $p\,p$.

La presenza, o meno, di acqua in pressione sulla superficie superiore dello stantuffo o (base al moto della distribuzione) ottiensi con un sistema di due valvole E ed E_1 che vengono alzate od abbassate alternatamente dal cilindro motore, mediante l'asta L, producente la rotazione degli eccentrici $Q\,Q$ e quindi il sollevamento di E ed E_1.

Il tubo D comunica sempre a mezzo di b coll'acqua in pressione; quando E_1 è chiuso ed E è sollevato, l'acqua in pressione entra per I sopra lo stantuffo o. Si ha allora la *discesa* dello stantuffo motore. Quando invece E_1 è aperto ed E chiuso, l'acqua in I si scarica per U, non esercita alcuna pressione sopra o, ed avviene la *salita*. Le dimensioni usate da Brandt sono:

$$d_2 = 0.088 \quad d_1 = 0.13 \quad d_3 = 0.183.$$

Per altissime pressioni il volume dell'acqua motrice è minimo rispetto a quello dell'acqua sollevata.

Noi avremo occasione del resto di esaminare altri motori-pompe ad azione diretta, studiando le macchine idrofore — alle quali appunto rimandiamo il lettore.

§ 3.

Motrici a colonna o pressione d'acqua, a semplice o doppio effetto, con meccanismo a manovella, o rotative, senza organi regolatori del consumo d'acqua.

6. Impiego delle macchine a colonna o pressione d'acqua, a moto rotativo. — Le motrici a colonna d'acqua a moto rotativo con meccanismo a manovella sono formate o con cilindri a doppio effetto, o con due o tre cilindri a semplice effetto aventi le manovelle a 90° od a 120° fra loro.

L'applicazione loro può farsi: 1.° per altissime cadute naturali di acqua a volumi medi o piccoli; 2.° come motrici secondarie nelle trasmissioni e distribuzioni di lavoro mediante acqua in pressione. In tal caso una motrice principale, per esempio una macchina a vapore a gas od idraulica, situata in comoda località, spinge con pompe l'acqua in un accumulatore ad altissima pressione, donde essa si distribuisce alle varie motrici a pressione d'acqua; questo sistema è spesso usato nei servizi minerari e nei servizi idraulici dei magazzeni annessi ai porti, come è fatto in Inghilterra; dei vantaggi della trasmissione idraulica ad altissime pressioni, è già detto nella nostra opera *Il Costruttore di macchine* e qui ci limitiamo a notare che il maggior vantaggio risiede nel far uso di acqua ad altissima pressione, in cui il valore relativo delle resistenze idrauliche nei tubi di condotta si fa proporzionatamente minore; 3.° come motrici della piccola industria nell'interno delle abitazioni con pressioni nelle condotte pubbliche di almeno 2 a 3 atmosfere; assai comode per il piccolo spazio richiesto, per i lavori intermittenti, pel nessun pericolo, benchè riesca d'ordinario troppo elevato il prezzo dell'acqua motrice, specie se il meccanismo non permetta di regolarne il consumo e si debba ricorrere soltanto al mezzo di diminuirne la pressione strozzando il tubo di arrivo.

Si hanno *motrici a pressione d'acqua a doppio effetto*, le quali, sebbene forniscano un lavoro in forma rotativa, *hanno gli organi della distribuzione comandati in modo diretto od indiretto* (con o senza motrice sussidiaria) *dagli organi animati d'un movimento alternativo*, il che si fa talvolta per le macchine di maggiori dimensioni, utilizzanti cadute natu-

rali. La macchina non differisce in questo caso dalle costruzioni da noi indicate nel precedente paragrafo, munite di distribuzione a stantuffo, in quanto non ne differisce la parte più caratteristica che è la distribuzione.

Si hanno poi (costituenti il gruppo più importante) le motrici a *pressione d'acqua, in cui le fasi del meccanismo di distribuzione si ottengono mediante moto, preso con eccentrici o manovelle dall' albero motore,* giusta quanto si usa nelle macchine a vapore. In tal caso, per la già ricordata incompressibilità del fluido, occorre evitare ogni urto che possa provenire dal verificarsi di fasi d'espansione e compressione, non ammissibili coll'acqua.

I sistemi di distribuzione di queste macchine si classificano nel seguente modo: 1.° *con cassetto a stantuffo;* 2.° *con cassetto semplice;* 3.° *a cilindro oscillante.*

7. Generalità sulle distribuzioni. — I vari tipi di distribuzione in uso — a cassetto, a stantuffo, con cilindro fisso od oscillante — dànno luogo a considerazioni analoghe. Prendiamo a titolo di esempio in esame le distribuzioni a cilindro fisso ed a cassetto equilibrato, usate per tempo nelle motrici a pressione d'acqua. Come indica la fig. 313, il cilindro può comunicare alternativamente ai suoi due estremi coll' acqua in pressione proveniente dal tubo di arrivo A mediante i canali c, V ed a V_1. Col moto del cassetto C, prodotto da un eccentrico montato sull'asse motore, si ottiene l'ammissione ai due capi del cilindro e lo scarico pel tubo S. Ora, nelle macchine a colonna d'acqua devesi impedire quanto invece si cerca ottenere nelle motrici a vapore, e cioè, come vedremo a suo tempo, il verificarsi delle fasi di compressione, l'anticipazione allo scarico ed all'ammissione (al quale scopo nelle macchine a vapore l'eccentrico viene calettato di un angolo eguale e a $90 + \delta$, l'angolo δ essendo di pochi gradi, in avanti alla manovella, e le superfici del cassetto scorrenti sullo specchio ricoprono le luci di introduzione o di scarico). Questo, che può farsi con un fluido compressibile, sarebbe causa di forti colpi d'ariete nelle macchine a pressione d'acqua. Occorre quivi che l'entrata dell'acqua da una parte, coincida collo scarico dall'altra, e perciò nessuna precessione angolare δ deve essere data all'eccentrico (il quale, astrazione fatta dalla obliquità della biella, sarà calettato a 90° in avanti alla manovella nel senso del moto) nessun ricoprimento sarà dato al cassetto, anzi se esso *solo* (e cioè senza il concorso di altri organi) deve evitare gli urti, sarà necessario che le aperture di scarico dell'acqua (a b, c d) non sieno mai completamente chiuse dalle piastre del cassetto (α β o δ γ) e che cioè, allo estremo della corsa dello stantuffo, sussista ancora una piccola apertura di scarico, come si vede nella fig. 313. Questa disposizione però presenta un inconveniente. Ad ogni estremo di corsa, mediante le piccole aper-

Fig. 313.

ture δd o βb il tubo A comunica con S, e verificasi una fuga d'acqua tanto maggiore quanto più alta è la pressione. Si potrebbe, per evitar ciò, conservando i valori $c\,d$ e $\gamma\,\delta$, $b\,a$, e $\beta\alpha$ eguali fra loro, far uso di camere d'aria sul tubo di arrivo, o sui tubi V e V_1, insufficienti tuttavia per alte pressioni. Per impedire la perdita d'acqua suddetta dando ancora alle piastre del cassetto una ampiezza sufficiente, si ponno usare, come nella macchina Brandt, due valvole v, v le quali si aprono sotto l'effetto della compressione dell'acqua all'estremo di corsa facendo comunicare l'acqua che comincia a comprimersi col tubo di arrivo, mediante loro apertura automatica. Più regolare si presenta l'uso del cassetto ordinario delle macchine a vapore, colle disposizioni complementari suggerite da Armstrong, rappresentate nella fig. 314; C, cilindro, S, cassetto, K, stantuffo motore. I tubi V, V' sono collegati, ciascuno con 2 valvole, col tubo di scarico A, e col tubo di arrivo Z. Mentre lo stantuffo K è quasi arrivato all'estremo della corsa, da sinistra a destra, il cassetto S (che è a ricoprimento, come nelle macchine a vapore), trovandosi alla metà della propria corsa (da destra a sinistra) chiude i due canali di collegamento V e V^1. Nello stesso tempo, ad impedire la compressione, si apre la valvola $Z_1{}^1$ che permette di spingere l'acqua nel tubo di arrivo, e, ad impedire un vuoto, apresi la valvola A_1, per cui l'acqua dello scarico può entrare nel cilindro e tenerlo ripieno.

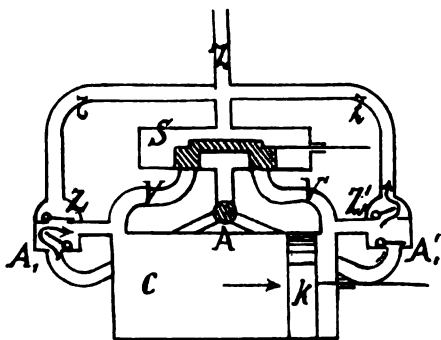



Fig. 314.

Queste osservazioni sono generali per le distribuzioni a stantuffo ed a cassetto. La necessità di far avvenire ad un tempo stesso l'apertura dell'introduzione da una parte e dello scarico dall'altra, evitandosi, per limitate pressioni, gli urti con camere d'aria, ha permesso di semplificare la distribuzione facendo uso delle macchine a *cilindro oscillante*.

In tutti questi sistemi, il lavoro della macchina avviene a introduzione continua ed a piena pressione, il che presenta l'inconveniente di non poter modificare il volume d'acqua consumato dalla motrice, pur modificandosi il lavoro resistente. Vedremo al paragrafo successivo in quali modi siasi evitato il grave difetto di queste macchine a pressione d'acqua: grave, s'intende, se sia loro richiesto un lavoro motore variabile.

8. Tipi diversi di macchine a pressione d'acqua a moto rotativo, a cilindri fissi od oscillanti, ed a consumo d'acqua costante.

I. *Distribuzioni a cassetto.* Le fig. 313, 314 (V. distribuzioni delle macchine a vapore) bastano per indicare il modo col quale può essere costrutta una motrice a colonna d'acqua di questo tipo; essa si completa per l'aggiunta di camera d'aria sul tubo di arrivo. Esempi particolari di questo gruppo si hanno nelle motrici a più cilindri e, con stantuffo tuffante, come nelle due figure successive.

La motrice a semplice effetto rappresentata nella fig. 315 trovasi in uso nel servizio minerario. Consta di due motrici gemelle, ciascuna con due cilindri. Gli stantuffi tuffanti offrono rispetto agli stantuffi comuni, per alte pressioni idrauliche di più decine di atmosfere, più facile chiusura. L'albero motore RR, riceve moto dalle bielle LL. La distribuzione a cassetto è comandata dagli eccentrici FF (doppi eccentrici colla inversione di moto). E è il tubo di arrivo provvisto di camera d'aria, A il tubo di scarico. Gli urti alla chiusura dei canali di distribuzione sono impediti da piccole valvole coniche V che fanno comunicare i tubi di introduzione, al di là del cassetto, colla camera del cassetto stesso. Effetto utile 0.70-0.75 %.

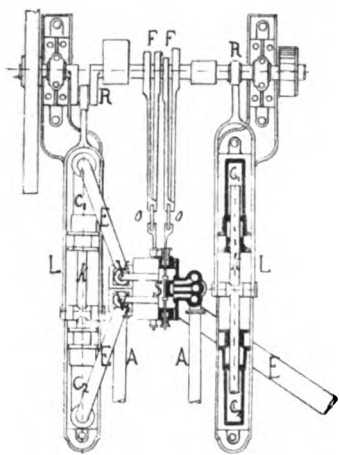



Fig. 315.

La motrice Armstrong (fig. 316), funziona con acqua in pressione ottenuta con pompe ed accumulatori; è composta di tre cilindri oscillanti a stantuffo tuffante a semplice effetto, colle manovelle c^1, c^2, c^3 disposte a 120° fra loro; per ogni cilindro si ha di una distribuzione a cassetto. La fig. 316$^{1 \cdot 2}$ presenta uno dei tre cilindri in due diverse posizioni, colle posizioni rispettive assunte dal cassetto distributore. Dal tubo i proviene l'acqua dell'accumulatore,

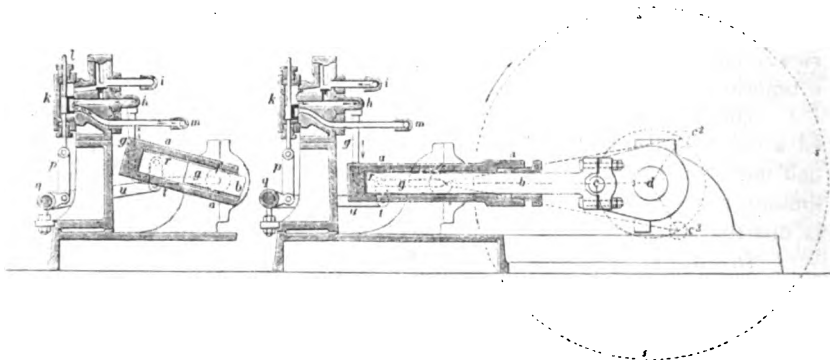



Fig. 316$^{1 \cdot 2}$.

donde (nella 2.ª figura) pel tubo h e g entra nel cilindro passando pel perno di oscillazione. Colle leve $r\,t\,q\,p$, nella successiva fase (dimostrata dall'altra figura) è sospesa la introduzione per i: l'acqua ritorna dal cilindro per h scaricandosi nel tubo m. La piccola valvola di comunicazione fra h ed i è disposta ad impedire gli urti, agendo nel modo che è stato detto al numero precedente.

La motrice Brotherhood è pure a 3 cilindri a semplice effetto, con disposizione analoga a quelle delle macchine a vapore dello stesso costruttore, e di cui si dirà in appresso.

II. ***Distribuzioni a stantuffo.*** La distribuzione a stantuffo è stata utilizzata nella motrice ***Brandt*** applicata alle perforatrici e rappresentata per metà colla fig. 317. La motrice è a due cilindri, con stantuffo differenziale, con manovelle a 90°. La vite *S*, con ruota elicoidale, imprime rotazione continua all'utensile. Lo stantuffo distributore *F* è posto in moto alternato dal perno della contromanovella *I*. L'acqua entra pel tubo *E e* nel cilindro distributore, e pel foro a_1 nella capacità anulare *C* dello stantuffo. Quando *F* ritorna, l'acqua motrice entra per *a*, agisce sulla faccia inferiore di *K*, e, per la differenza di pressione sulle due faccie dello stantuffo

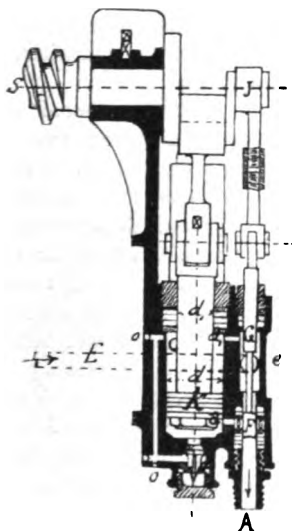
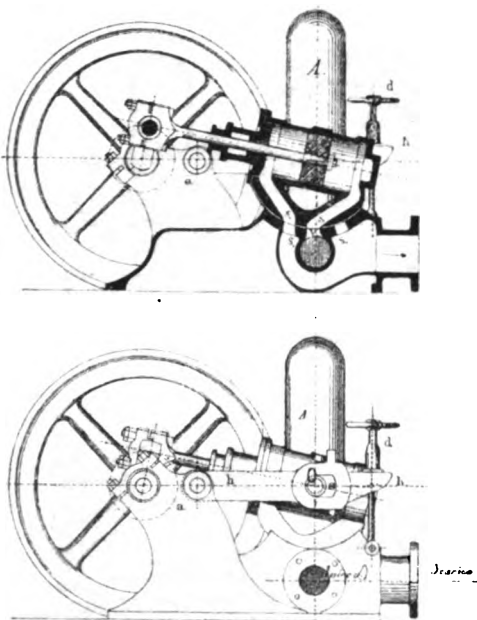



Fig. 317. Fig 318.

motore, lo spinge in un senso; quando *F* si innalza, l'acqua si scarica per *A* e lo stantuffo compie la fase inversa per la pressione che agisce sull'area anulare $\frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)$. Gli sforzi nei due sensi sono eguali essendo la superficie anulare metà della superficie totale di *K*. Gli urti che potrebbero conseguire alle estremità del moto di *K* sono evitati dalla valvola applicata sul fondo del cilindro, la quale apresi per un piccolo eccesso di pressione, respingendosi così l'acqua per *o* nella capacità *C* in comunicazione colla condotta.

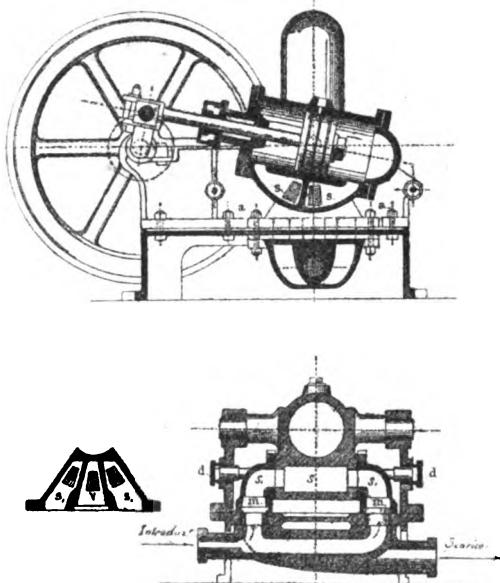
Alle distribuzioni a stantuffo appartengono pure la motrice Kōrosi, di cui si dirà al paragrafo seguente, la Hoppe (Dingler 1887), ecc.

III. ***Le distribuzioni a cilindro oscillante*** sono specialmente in uso come motori della piccola industria con condotte d'acqua a pressione media o limitata. Accenniamo di volo ai tipi principali.

Motore Schmidt (fig. 318). Il cilindro, oscillante sui perni *O*, effettua automaticamente la distribuzione scorrendo collo specchio inferiore cilin-

drico, cui mettono capo le luci di distribuzione $s_1 s_1$, sopra un' analoga superficie concentrica, che presenta le due luci di scarico S_1 S_1 e la bocca di introduzione V. Le varie luci sono così disposte che, al cominciare dello scarico da una parte, comincia l'introduzione dall'altra. I perni O sono montati su leve h fissate a cerniera, in a, sul castello della macchina, e premute sul telaio della stessa, in guisa da regolare la pressione fra le superfici cilindriche di scorrimento colle viti d. Si evitano gli urti col registrare la distribuzione; occorre che l'ampiezza delle superfici sfreganti sia tale da rendere minimo il logoramento; inoltre, sul tubo di arrivo è montata la camera d'aria A, la quale è tenuta riempita da una piccola pompa d'aria. Lo stantuffo è a guarnizione metallica; ma, per le più grosse macchine di questo tipo, ha guarnizione in cuoio.

Fig. 319[1 · 2].

Le dimensioni ordinarie di questo motore vanno da 40 mm. di diametro e 60 mm. di corsa a 300 mm. di diametro e 370 mm. di corsa. La velocità media è di $0^m.60$. L'effetto utile, misurato il lavoro assoluto sul carico effettivo all'ingresso, è di $0.70 \sim 0.75$. Si applicano in dimensioni assai piccole al movimento delle macchine da cucire. Si costruiscono anche a 2 cilindri con manovelle a 90.° Lo studio della trasmissione di moto alla manovella nelle motrici a cilindro oscillante, è stato fatto con molto dettaglio dal Knocke, nell'opera *Die Kraftmasch. f. Kleingewerbe* (1887), alla quale rimandiamo il lettore.

Motore Wiss e Snider, fig. 319[1 · 2]. Differisce dal precedente pel fatto che i perni d'oscillazione del cilindro e quelli dell'albero motore stanno sullo stesso telaio fisso, e che la distribuzione si verifica, non sul fondo con superfici cilindriche concentriche, ma sui fianchi con superfici piane; il che evita gli inconvenienti che si verificano nel motore Schmidt, quando il logoramento danneggi la concentricità delle superfici. La fig. 319[2] dà una sezione fatta nel cilindro perpendicolare all'asse. Le aperture S ed S comunicanti colle due estremità del cilindro si trovano, nella oscillazione di questo, alternatamente di fronte ad S_1 (introduzione) od a V (scarico). Le viti $d\,d$ servono a registrare ed a premere contro i fianchi del cilindro i condotti S_1 S_1 (dettagliati a parte); $m\,m$ sono le scatole in bronzo di guarnizione. La macchina ha camera d'aria. Analoga è la costruzione della

motrice Wild (Dingler 1886). Il modo di chiusura della distribuzione non rende questi tipi, a cilindro oscillante, atti alle alte pressioni.

Citiamo da ultimo la *motrice Haag*, avente la distribuzione nei sopporti e nei perni di oscillazione del cilindro (fig. 320); la figura inferiore dà il dettaglio della sezione di un perno e del relativo sopporto: essa non richiede ulteriori spiegazioni.

Fig. 320.

9. Macchine a pressione d'acqua a stantuffo rotativo. — I motori rotativi, tanto del tipo spettante ai manovellismi come di quello che spetta ai ruotismi, sono usati con acqua in pressione; ma raramente, e solo quando la pressione d'acqua non ecceda un dato limite (4 a 5 atmosfere), essendo difficile in caso contrario mantenere la tenuta. È questo, come si sa, il difetto generale delle macchine rotative. I tipi usati sono analoghi a quelli che si impiegano col vapore e coll'aria compressa, e noi rimandiamo perciò il lettore a questi argomenti.

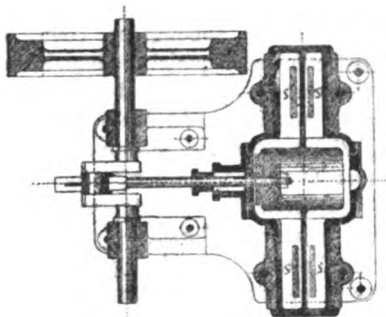
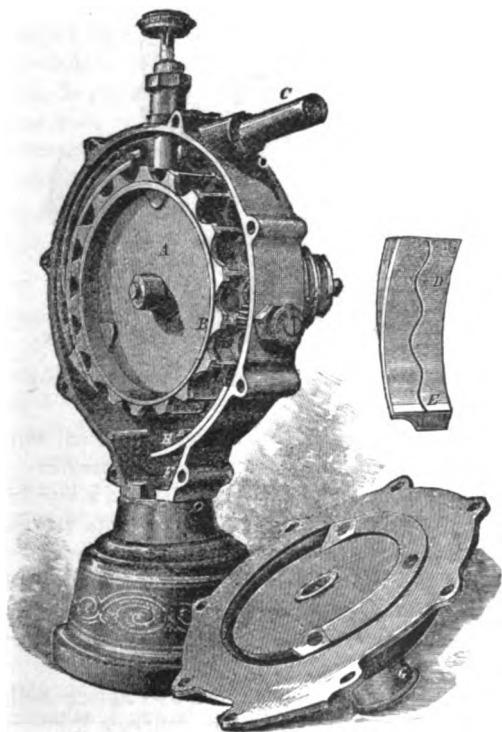



Fig. 321.

Ci limitiamo ora a ricordare due tipi appartenenti alla categoria dei rotismi che hanno trovato un impiego abbastanza diffuso in America.

La fig. 321 ci rappresenta il motore rotativo Talley, che ha trovato applicazione pel movimento di ascensori leggeri, di piccoli torni,

macchine a stampare, ventilatori, macine da caffè, ecc., ecc. Le cassette sul contorno della ruota *A* sono oblique, sotto un angolo di circa 30° colle linee radiali e fra ciascuna coppia le flangie sono tagliate a festone come rappresenta la figura. Sulla fronte del disco della ruota si trovano orli anulari *B*, che appoggiano contro le superfici interne della capsula ed impediscono così qualsiasi fuga laterale d'acqua. La ruota *A* è collocata eccentricamente rispetto alla capsula, per modo quasi da toccare quest'ultima da un lato e lasciare sull'altro lato un largo passaggio d'acqua. Il tubo di introduzione termina sulla faccia interna della capsula in una fessura *D* a linea ondulata. La larghezza di tale apertura è maggiore in *E* dove la corrente viene dapprima a scaricarsi sulla ruota e da questo punto essa gradualmente diminuisce avendosi il massimo peso d'acqua in *E* e nell'altro la massima pressione. La lunghezza su cui questa diminuzione si verifica può essere variata per modo da cedere l'acqua su una o più cassette della ruota. Due scarichi sono provvisti per scaricare l'acqua che ha compiuto il primo lavoro. Il primo di questo, in *f*, è al fondo, ed

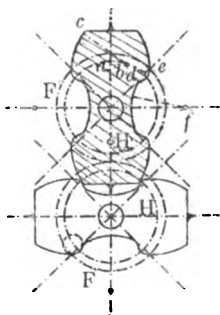
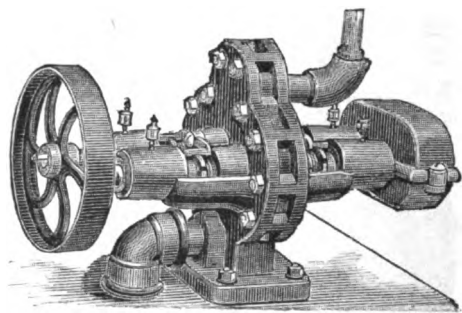



Fig. 322. Fig. 323.

è usato quando la macchina è in posizione verticale; un altro è sul lato, che diviene il fondo quando la macchina è disposta orizzontalmente.

Quando questo scarico non è usato, applicasi una chiusura a vite *G*; l'altro può essere chiuso col registro *H*. Il fianco, su cui la ruota risente la pressione d'acqua, agisce come una leva. Quando lo scarico si effettua su *G* serve il condotto *I* praticato nel coperchio. Un motore di tal tipo con ruota di 125 mill. ad una pressione d'acqua di 5 atmosfere circa, con tubo di ammissione di mm. 4.5 di diametro, produce circa mezzo cavallo.

Un altro tipo di motore a pressione d'acqua rotativo agisce sullo stesso principio del ventilatore Root, ed è appunto di costruzione Root, ed è stato riconosciuto del pari conveniente pei piccoli lavori. Gli organi ricevitori sono costituiti di due ruote a due soli denti, ingrananti fra loro, che la pressione d'acqua pone in rotazione. La fig. 322 rappresenta la vista degli organi motori; la fig. 323 è la vista dell'intera macchina.

§ 4.

MOTRICI A PRESSIONE D'ACQUA,
PROVVISTE DI APPARATO REGOLATORE DEL CONSUMO.

10. Generalità sui sistemi in uso per regolare il lavoro sviluppato nelle macchine a pressione d'acqua. — Le macchine finora esaminate richieggono che sia completo per ogni corsa il riempimento con fluido del cilindro motore. Si incontra così una seria difficoltà a proporzionare, in modo economico, il lavoro motore al lavoro utile. Ordinariamente si crea, allo scopo, con valvola posta sul tubo di introduzione, e prima della cassa d'aria, un restringimento di sezione, sì che la resistenza a questo dovuta diminuisca di tanto il carico disponibile da rendere, *con portata costante*, il lavoro variabile. È questo il peggiore dei sistemi regolatori, poichè si disperde volontariamente il carico disponibile, e non si scema il *consumo d'acqua,* come sarebbe specialmente interessante pei motori applicati nelle città colle condotte d'acqua, dove il costo dell'acqua è valutato sul consumo effettivo. Se il lavoro resistente è perciò variabile, la motrice a colonna d'acqua (ove il prezzo dell'acqua sia elevato) non può, nel caso di riempimento completo, ritenersi conveniente. La seguente tabella dimostra appunto quale sia il consumo d'acqua per ogni cavallo effettivo e per ogni ora, modificando il carico disponibile.

Pressione in atmosfere	1	2	3	4	5	6	8	10
Consumo d'acqua all'ora, per cavallo effettivo, l.[1]	32	16	11	8	6.5	5.5	4	3.

I sistemi regolatori del tipo accennato sono al solito manovrati a mano. Talvolta sono automatici.

Per proporzionare il consumo d'acqua al lavoro richiesto diversi mezzi sono stati proposti, con effetto più o meno soddisfacente. In alcuni si è composta la macchina di più che due cilindri, sopprimendone uno secondo il bisogno. In altri si è cercato modo di ridurre la corsa della macchina quando ad essa richiedevasi minor quantità di lavoro utile, il che si può fare senza inconvenienti sul rendimento, non portando nel caso attuale alcun effetto dannoso l'aumento degli spazi nocivi.

Con altre disposizioni, dopo che lo stantuffo, sotto l'azione del fluido, aveva percorso una parte della corsa, si sospendeva l'introduzione e lo scarico, facendo passare avanti allo stantuffo, nel proseguire del moto di questo, l'acqua esistente alla parte posteriore.

L'ing. Filippo Meyer di Vienna ha risoluto il problema di modificare il consumo d'acqua a seconda del lavoro richiesto, costruendo una motrice a pressione d'acqua nella quale si abbia, per intervento contemporaneo dell'aria, un lavoro *ad espansione,* paralizzando cioè l'anelasticità dell'acqua coll'introdurre, fra lo stantuffo motore ed il coperchio del cilindro, un corpo elastico (aria), il quale intervenga a tempo opportuno per una parte della corsa ed agisca appunto per espansione.

Esaminiamo nei due numeri seguenti i principali tipi di motrici a pressione d'acqua, che offrono il carattere di *un consumo d'acqua variabile*, proporzionatamente al lavoro richiesto.

11. Motrice a pressione d'acqua Meyer, ad espansione variabile. — Colle ultime disposizioni date da Meyer alla propria motrice, essa fornisce un tipo di macchina a colonna d'acqua in cui la frazione di corsa d'ammissione alla pressione massima motrice può essere variabile, variabilità che si fa dipendere da un regolatore a forza centrifuga, con mezzi identici a quelli con cui si ottiene di modificare il grado di espansione nelle macchine a vapore a cassetto semplice. La variazione del grado di ammissione implica la variazione del consumo d'acqua che dipende essenzialmente dal primo. Con un sistema ingegnoso di camere d'aria si evitano gli urti all'entrata dell'acqua, e sovratutto si provvede a che, alle due estremità del cilindro, esista sempre aria in misura ed in pressione sufficiente perchè, al momento in cui cessa l'introduzione d'acqua motrice, quest'aria possa far compiere allo stantuffo il resto della corsa per espansione; di più è provveduto a che, automaticamente, le varie camere si riforniscano di aria atmosferica, evitando così il loro completo riempimento con acqua, come facilmente si verificherebbe per l'assorbimento dell'aria sotto le alte pressioni. Nella fase di scarico l'aria che ha subito espansione viene di nuovo compressa dallo stantuffo; onde i due lavori eguali e contrari di espansione e di compressione si elidono, e resta il solo lavoro utile dovuto alla fase di ammissione dell'acqua.

Si ha quindi un sistema ad *espansione variabile*. Ma questa espressione deve intendersi in un senso molto diverso che nelle motrici agenti con fluidi elastici. Mentre, con questi, si utilizza coll'espansione una energia contenuta nel fluido stesso, ciò non può essere coll'acqua, per la quale, cessando l'introduzione, cesserebbe la pressione d'un tratto. Cosicchè la quantità d'acqua richiesta per egual lavoro a pressione completa non muta nella macchina Meyer rispetto alle precedenti. Soltanto in questa, cessata l'ammissione d'acqua, l'aria contenuta nel cilindro alla pressione motrice agisce per espansione; ma tale lavoro positivo vien compensato teoricamente da egual lavoro negativo di compressione, quanto lo stantuffo riporta l'aria alla pressione della condotta. Non si guadagna lavoro: soltanto lo si regolarizza, ottenendo insieme un andamento della macchina dolce, uniforme ed anche veloce, e la possibilità di variare il volume d'acqua coll'entità del lavoro richiesto.

La motrice Meyer è rappresentata nelle fig. $324^{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4}$. L'intera macchina prende col proprio telaio e cogli organi accessorii disposizione identica a quella delle macchine a vapore orizzontali.

Fig. 324^1 Pianta della macchina e sezione del cilindro.
„ 324^2 Vista superiore del cilindro.
„ 324^3 Vista di fianco del cilindro.
„ 324^4 Sezione trasversale del cilindro.

L'acqua motrice provviene dalla condotta pel tubo *a*, gira intorno al cilindro *C*, e sbocca sull'apertura mediana nel cassetto di distribuzione *G*. Prima del cassetto comunica colla camera d'aria *B* principale, la quale, come nei tipi ordinari, ha lo scopo di impedire i colpi di ariete alla chiusura dell'ammissione. Il cassetto di distribuzione, agisce come indicano le freccie. L'acqua da *a* passa dalla camera *c* e da questa preme sullo stantuffo. Lo scarico avviene per e_1 nella capacità *F* che involge il cas-

setto, e da questa nella tuberia di scarico. Il cassetto, che è equilibrato mediante la piastra superiore, è costrutto come al tipo Trik per le macchine a vapore (vedi la distribuzione delle macchine a vapore); ad uno spostamento x del cassetto corrisponde una apertura delle luci di $2x$; così, malgrado le grandi dimensioni dei cassetti nelle motrici a pressione d'acqua, la corsa ne è limitata.

È noto che, modificando il raggio dell'eccentrico motore, la sua precessione angolare, coi sistemi ad eccentrico spostabile od a glifo, è

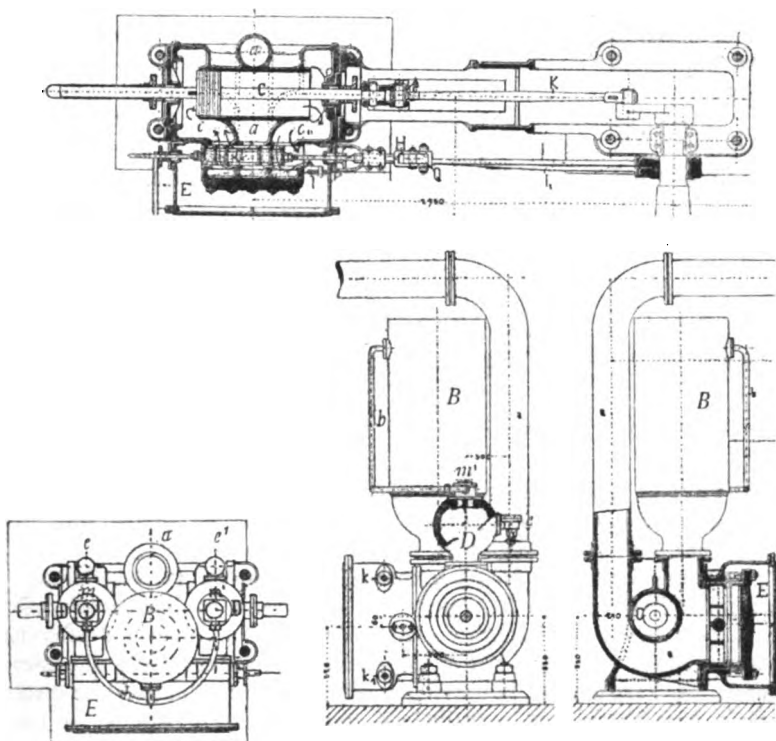



Fig. $324^{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4}$.

possibile modificare, a mano o con regolatore, la durata della fase di ammissione. Nella macchina Meyer le cose sono così disposte che: 1.° al cessare della introduzione dopo una parte S_1 della corsa, l'aria, preventivamente racchiusa nelle camere c e c_1, involgenti il cilindro, fa compiere la residua corsa $S - S_1$ espandendosi, finchè, messa in comunicazione collo scarico, si riduce alla pressione di questo, ricominciando la fase di ritorno; 2.° al momento in cui (non ancora compiuta la corsa di ritorno) cessa lo scarico e comincia la compressione, questa è tale da riportare l'aria rimasta alla pressione iniziale della condotta, talchè l'introduzione avvenga senza urto. La capacità v delle camere c e c_1 (e spazi liberi unitivi), dovrà essere, per un dato grado di introduzione e cioè per un dato S_1, e per una pressione data nella condotta, così fissata, rispetto al volume V

del cilindro, che la pressione d'aria nell'interno di esso, al cominciare della corsa, corrisponda a quella della colonna d'acqua o motrice, e che al termine dell'espansione discenda fino alla pressione atmosferica.

La macchina è inoltre così disposta da rifornire automaticamente l'aria che, disciolta si nell'acqua sotto pressione, fosse sfuggita allo scarico.

Se la pressione assoluta nella condotta è di $n + 1$ in atmosfere (cioè n l'effettiva) occorre che il volume v della capacità d'aria sia fissato in guisa che, al fine della corsa e cioè dell'espansione, la pressione sia di un'atmosfera assoluta. Di più, si ritiene che durante lo scarico l'acqua sia interamente espulsa, per modo che al chiudersi di questo (fase di compressione) cilindro e camere, c o c_1, sieno ripieni d'aria alla pressione atmosferica.

Nel periodo di ammissione il volume del cilindro corrispondente alla corsa S_1 più la camera adiacente è occupato da ${}^{S_1}/_S\, V$ di acqua e da v d'aria, alla pressione motrice; corrisponda ora la chiusura dell'ammissione da un lato e l'apertura dello scarico dall'altro: si avrà dalla parte dello scarico, un volume d'aria $v + \frac{S - S_1}{S} V$ ad 1 atmosfera, da comprimere nel resto di corsa alla pressione $n + 1$, riducendolo a v, e dalla parte dell'introduzione un volume d'aria v ad $n + 1$ atmosfere da espandere a $v + V\frac{S - S_1}{S}$ ad 1 atmosfera. Per la legge di Mariotte

$$v(n + 1) = v + V \cdot \frac{S - S_1}{S} \quad \text{d'onde} \quad v = \frac{V}{n}\left(1 - \frac{S_1}{S}\right) \qquad (11)$$

da cui ricavasi che, ***per un costante valore di*** ${}^{S_1}/_S$***, il valore di*** v ***è inversamente proporzionale ad*** n***, e per un costante valore di*** n***, quanto maggiore è*** ${}^{S_1}/_S$ ***tanto più piccolo deve essere*** v ***e reciprocamente.***

Supposti per ora ${}^{S_1}/_S$ ed n costanti, si completi la descrizione. A mantenere fornite d'aria le camere c e c_1 servono le due piccole casse d'aria D e D sboccanti sopra c e c_1 ai due lati del cilindro, e provviste ciascuna d'una valvola e ed e' automatica, comunicante coll'atmosfera; quando, per l'espansione, la pressione nell'interno del cilindro fosse discesa appena sotto l'atmosfera, le valvole e apronsi e l'aria esterna si introduce nelle camere D e D e nelle capacità c e c_1. Quando poi nella fase di compressione la pressione interna eguagli o superi appena quella della condotta, l'aria viene, dalle camere $D\,D_1$, respinta colle valvole m ed m' e col tubo b nella camera d'aria principale. Si ha così costante rifornimento di aria ed equilibrio di pressione. Le camere D diconsi di ***espansione,*** le valvole $m\ m'$ di ***compressione.***

La valvola di compressione ha l'ufficio di render possibile (come è scopo della costruzione) le espansioni variabili, o meglio i gradi di introduzione variabile; se il valore di v (che comprende la capacità prossima al cilindro e la camera di espansione) è fissato sui massimi valori di n ed ${}^{S_1}/_S$, aumentando l'espansione si ha in effetto un valore di v maggiore del bisogno; aumenterà quindi la compressione dell'aria nella fase di scarico, che dovrà scaricarsi nella camera d'aria principale, il che ottiensi colla valvola m.

Colle grandi espansioni il lavoro di compressione si fa tanto notevole da assorbire in buona parte il lavoro motore. Le esperienze provano appunto che non conviene l'espansione fra limiti troppo grandi, rendendosi troppo piccola allora la utilizzazione del lavoro motore dell'acqua, che è limitato, s'intende, al solo periodo della introduzione e misurato da $L = p\, {}^{s_1}/_{s}\, V$. I seguenti dati, dove con η si indica la porzione del lavoro motore assoluto utilizzata nella macchina col variare di ${}^{s_1}/_{s}$, possono servire di norma.

	$^{s_1}/_{s}$	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2
$\eta =$	per $n = 2$	1.	0.95	0.89	0.80	0.67	0.45	0
	„ $n = 8$	1.	0.98	0.96	0.93	0.89	0.82	0.67.

Il che prova che, colle alte pressioni, anche facendo variare l'espansione

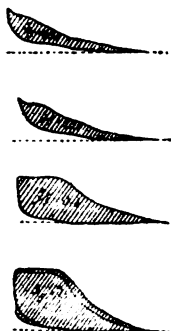
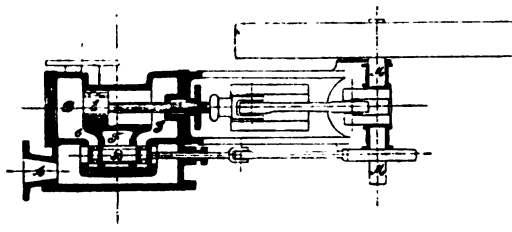



Fig. 325. Fig. 326.

fra limiti molto estesi, si ha sempre una conveniente utilizzazione del lavoro assoluto.

Il grado di introduzione viene variato a mezzo di regolatore centrifugo che agisce sul glifo o sull'eccentrico della distribuzione.

Il tracciamento del sistema di distribuzione è identico che per le macchine a vapore; l'effetto utile varia col grado di espansione; nelle migliori condizioni esso raggiunge l' 80-85 %. La fig. 325 dà diversi diagrammi ottenuti con diverse espansioni. Le Meyer di grande forza si costruiscono gemelle con manovelle a 90°. La fig. 326 presenta la sezione orizzontale di una piccola Meyer a cassetto semplice e senza inversione di moto.

12. Motrici a consumo variabile Winter, Hastie, ecc. — Il problema del consumo variabile d'acqua è stato anche, come si disse, altrimenti risoluto.

La motrice *Winter* (costruzione Körosi) lo rende variabile mediante il regolatore, destinato a spostare il sistema di distribuzione (a stantuffo) in maniera, che, al momento in cui la velocità cresce, il cilindro della macchina non riceve più acqua dal tubo di arrivo, ma viene posto da ogni parte in comunicazione collo scarico e compie per forza viva *almeno*

una corsa, aspirando dallo scarico acqua e respingendola di nuovo nello stesso. Rallentata la velocità, la distribuzione si rimette in funzione regolare.

Più razionale è la motrice *Hastie e C.* dove il meccanismo regolatore è disposto in modo da variare la corsa utile dello stantuffo motore. La motrice è a due cilindri oscillanti, coi loro assi disposti a 60° e le cui bielle fanno presa sul medesimo bottone del disco-manovella. Si regola la corsa della macchina collo spostare lungo il raggio il bottone di manovella mediante la disposizione della fig. 327. La puleggia motrice *A*, formante una specie di tamburo vuoto, è fissa all'albero pieno interno *n*, folle sull'esterno *m*, infilato libero sul primo. Il perno della manovella è unito al disco-manovella, non in modo rigido, ma col mezzo di un pezzo a coda di rondine, scorrevole, mobile in scanalatura radiale di questo. Questo pezzo porta all'interno due rulli *a b* che scorrono sopra una doppia camma che esiste fra essi, camma portata dall'albero interno pieno.

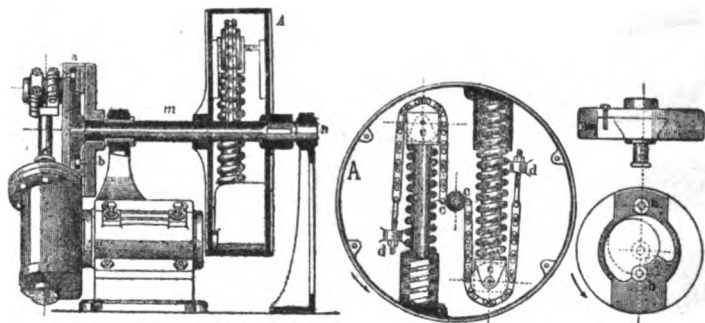



Fig 327.

Perchè il moto della macchina, e cioè dell'albero cavo *m*, si trasmetta alla puleggia *A*, questa è collegata, con organi di trazione, all'albero della manovella, che porta due perni diametrali *c*, cui sono fissate due catene Galle unite per l'altro capo al disco della puleggia, e sempre tese coi rulli *e*. Al cominciar del moto, gira dapprima la manovella coll'albero *m*; le due catene si avvolgono e la tensione loro equilibra la resistenza al moto delle puleggie; così girano la puleggia e la camma insieme all'albero della manovella. Si verifica quindi uno spostamento relativo del disco-manovella rispetto alla puleggia e alla camma, mediante il quale spostasi il bottone, come la figura indica. L'entità del lavoro resistente fissa la posizione del bottone e quindi l'ampiezza della corsa.

Lo stesso scopo è stato raggiunto con altro mezzo nella motrice *Kieffer*. Non occorre notare che il variare la corsa è pienamente razionale in questa macchina in cui non si ha espansione e neppure spazio nocivo.

Nella piccola motrice di *Schaltenbrandt*, il lavoro è regolato a mezzo di corsa variabile; però con meccanismo a mano.

La costruzione delle macchine a colonna d'acqua ha raggiunto, coll'adozione dei meccanismi a regolatore ed a consumo variabile d'acqua, un grado di perfezione abbastanza elevato e l'attitudine ad una estesa

applicazione. La variabilità del lavoro resistente è una condizione insita nell'esercizio di qualsiasi industria; ma il beneficio maggiore per questi nuovi tipi è evidentemente riservato sia alla piccola industria nelle città provviste di condotte d'acqua in pressione, o nell'impiego delle trasmissioni di lavoro idrauliche, nelle quali il costo dell'unità di volume del liquido ha un valore relativamente elevato. Soltanto in queste condizioni, e non sempre tuttavia, può la motrice a pressione d'acqua gareggiare colle motrici termiche in uso nella piccola industria: essa offre vantaggi speciali di condotta, di impianto, di durata e d'esercizio, minor consumo di materie lubrificanti, e la possibilità di fare uso, a scopi industriali o domestici, dell'acqua di scarico che sia raccolta in apposito serbatoio.

13. Accumulatori. — Dove siano in esercizio uno o più motori ad altissime pressioni d'acqua, intendendo la parola motore nel senso più generale (includendovi quindi i cilindri da torchio idraulico, dei meccanismi di sollevamento, macchine a stampare, ecc.), l'impianto si completa cogli apparecchi che hanno nome di *accumulatori.* Un accumulatore è costituito da un cilindro ed uno stantuffo mobile (generalmente tuffante), il quale viene sollevato dall'acqua iniettatavi dalle pompe (sotto l'azione di un motore qualsiasi) e caricato da un forte peso, in guisa da rendere costante sotto di esso la pressione dell'acqua che vi si raccoglie. Un accumulatore serve così, non soltanto a distribuire ai vari motori a pressione d'acqua, mediante condotta che da esso si diparte, l'acqua stessa sotto pressione costante; ma, per la sua capacità, può anche costituire un serbatoio in guisa da rendere in una certa misura il lavoro di dette motrici indipendente da quello delle pompe fornitrici d'acqua, ed anche da accumulare un lavoro di poca entità, sviluppato in lungo periodo di tempo, per modo da restituirlo con una certa intensità in un tempo breve.

Se F è l'area dello stantuffo dell'accumulatore, p la pressione unitaria in kg. per mm.^{2} che vuolsi ottenere, P il peso onde lo stantuffo è caricato (compreso il peso proprio dello stantuffo) sarà:

$$P = p \, . \, F \tag{12}$$

o, se n_e è il numero delle atmosfere effettive, $p = \frac{n_e}{100} = 0.01\, n_e$

$$P = 0.01\, n_e \, . \, F \tag{13}$$

colla quale si potranno determinare, dati n_e ed F il valore di P, o dati n_e e P il valore di F.

Il valore di F secondo corrisponda all'intera area dello stantuffo di diametro D $\left(F = \pi \frac{D^2}{4}\right)$ o nei tipi di accumulatori di differenziali, in cui l'area premuta dall'acqua è anulare di diametro esterno D ed interno d, $\left(\text{nel qual caso } F = \pi \frac{D^2 - d^2}{4}\right)$ si dedurrà da una delle due relazioni:

$$\left.\begin{aligned} P &= 0.0078\, n_e \, . \, D^2. \\ P &= 0.0078\, n_e\, (D^2 - d^2). \end{aligned}\right\} \tag{14}$$

Il valore di P si aumenta del 15 % ~ 20 % per tener conto dell'effetto utile dell'apparecchio.

La fig. 328 dà un accumulatore semplice a stantuffo mobile A, la fig. 329 un accumulatore a stantuffo differenziale $A A_1$, fisso, con cilindro mobile, cui è unito il contrappeso C. Si hanno pure tipi a stantuffo differenziale in cui il cilindro è fisso e lo stantuffo mobile; l'asta più piccola esce al basso e porta allora direttamente il contrappeso C; gli stantuffi differenziali dànno pressioni unitarie elevate, senza diminuire di troppo il diametro dello stantuffo. Quest'ultimo, che può discendere a piccole dimensioni, non si fa d'ordinario salire oltre metri a 0,60. L'altezza si determina in base alle condizioni speciali di ogni impianto, ed al volume d'acqua che devesi raccogliere nell'accumulatore.

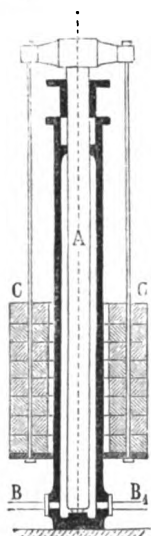
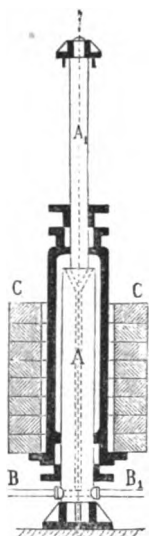



Fig. 328. Fig. 329.

Nelle due figure l'acqua entra per B provenendo dalle pompe, esce per B_1 all'apparecchio motore a pressione d'acqua. In alcuni casi la costruzione è leggermente modificata, essendo il cilindro dell'accumulatore immerso nel terreno ed il carico applicato ad un piatto sovra la testa di A (fig. 328). I contrappesi sono ordinariamente guidati con aste verticali. Agli accumulatori è applicato ordinariamente un manometro; essi sono provvisti di un sistema regolatore automatico per cui, compiuta la massima corsa, sospendesi il lavoro della pompa, sollevando, per esempio, le valvole di aspirazione. Ciò può ottenersi ad esempio collo schema della fig. 330; *a* e lo stantuffo dell'accumulatore, che, giunto alla

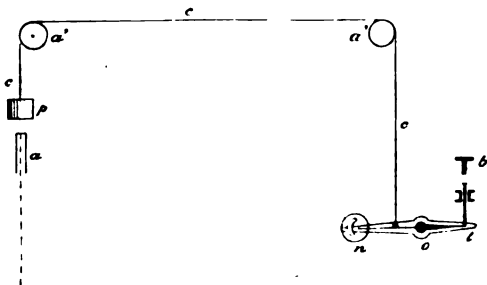



Fig. 330.

sua altezza massima, solleva il peso p applicato all'estremo della corda ccc; l'altro capo della corda si attacca ad una leva $n\,o\,t$ contrappesata in n e fulcrata in o; un'asta articolata in t, e opportunamente guidata, permette, coll'alzarsi del peso p, di sollevare nello stesso tempo la valvola aspirante b della pompa, cosicchè ne resta sospesa l'azione.

Nel caso di pressioni limitate da mantenere nell'accumulatore, invece dei contrappesi in ghisa $C\,C$, costituiti da mezzi dischi infilati uno

sull'altro, viene talvolta sostituito un cilindro di lamiera che si riempie di ghisa, o d'acqua, sabbia, o pietre, secondo il bisogno.

Altre forme di accumulatori sono rappresentate nelle seguenti figure:

Fig. 331; accumulatore a cilindro fisso e stantuffo mobile; *a* stantuffo, *b* cilindro, *d d* tiranti che sostengono i contrappesi *H H*.

Fig. 331.

Fig. 332; accumulatore differenziale a stantuffo fisso *a* e cilindro mobile; *D D* contrappeso, *H H* traverso superiore; *b b* colonne di sostegno e di guida: *x* ammissione d'acqua e scarico.

Fig. 333; accumulatore differenziale; *C* cilindro fisso da cui, per conveniente scatola a stoppa, esce al basso lo stantuffo col minor diametro *d*, e all'alto lo stantuffo col maggior diametro *D*; *H* contrappesi sostenuti dall' asta stessa dello stantuffo; *h h* traverso, *n n* colonne di sostegno; 1 2 condotte di arrivo e di scarico d'acqua: *m* manometro.

Analogo agli accumulatori differenziati è l'*accumulatore moltiplicatore di Twedel.* L'organo essenziale è un' asta munita di due stantuffi di differente diametro (fig. 334). L' equilibrio di questi non potendo aver luogo che per sforzi eguali sulle due faccie, si sviluppano pressioni che sono in ragione inversa delle superfici o dei quadrati dei raggi. Si può dunque, applicando sotto il grande stantuffo una sufficiente pressione, amplificare questa in un rapporto arbitrario nella capacità superiore.

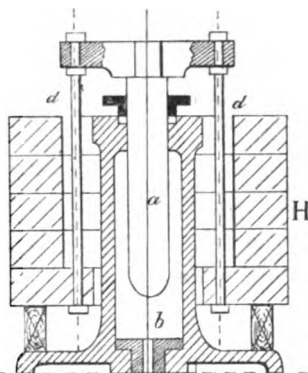
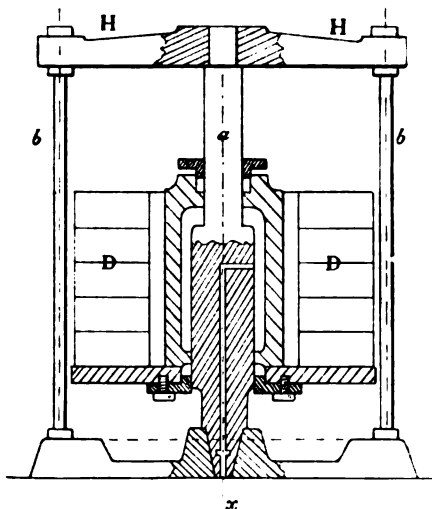
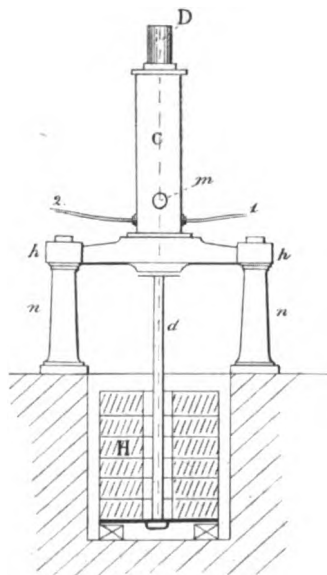



Fig. 332. Fig. 333.

Un altro ***accumulatore moltiplicatore*** è quello ideato da Archen e rappresentato nella fig. 335. Il suo scopo è quello di moltiplicare la pressione d'acqua ottenuta con un altro accumulatore in un dato rapporto, onde fornire quest'acqua con pressioni più elevate alle motrici.

L'accumulatore principale fornisce all'apparato moltiplicatore acqua pel tubo a. Al cilindro a stantuffo b mobile, si adatta lo stantuffo fisso sospeso c, collegato al cilindro esterno mediante i tiranti d. La pressione p,

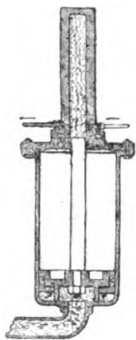
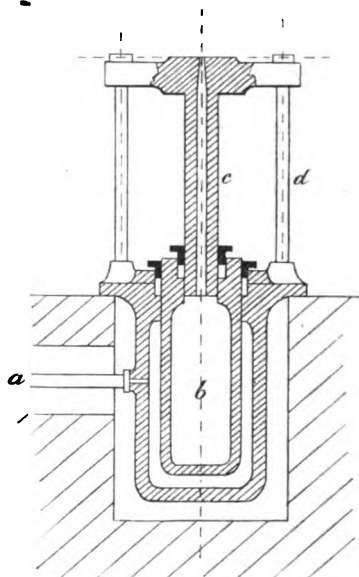



Fig. 334. Fig. 335.

ottenuta sul liquido in c, sta alla pressione q ottenuta da a nel rapporto seguente:

$$p : q = b^2 : c^2$$

se b e c dànno i diametri corrispondenti

$$p = q \cdot \frac{b^2}{c^2}$$

per $b =$ cm. 61 e $c = 28$ cm. sarebbe $p = 4.74\, q$.

La moltiplicazione può essere ottenuta con rapporti diversi, secondo il bisogno.

14. Di altre sorgenti motrici idrauliche oltre le indicate. — Noi abbiamo esaminato la utilizzazione, mediante motrici idrauliche, delle cadute naturali, o delle pressioni d'acqua artificialmente create. Una larga sorgente di lavoro motore idraulico, quasi inutilizzata, benchè da tempo abbia richiamato l'attenzione, è quella che si può raccogliere dal mare. Gli apparecchi relativi hanno preso nome di ***maremotori***. In due forme questa energia può essere adoperata; coll'una si utilizza la forza viva ceduta dalle correnti atmosferiche per la produzione delle ***onde***, coll'altra l'ener-

gia immagazzinata sotto forma di lavoro potenziale nel fenomeno delle *maree*, elevanti periodicamente la superficie dall'oceano al di sopra del suo medio livello. I primi apparecchi si usano nei mari chiusi dove le maree si riducono a proporzioni quasi inutilizzabili. In ogni caso si tratta di disposizioni intese ad accumulare l'energia sotto forma di sollevamento d'una massa d'acqua che poi si utilizza coi motori idraulici comuni.

Nel primo caso si fa scorrere l'onda sui piani inclinati, in guisa che essa ricada alla parte posteriore in un serbatoio di ritegno, dove, con turbine, utilizzasi la caduta creata.

Nel secondo caso, o la marea montante è raccolta in appositi bacini, d'onde, al riflusso, l'acqua viene su motori idraulici restituita al mare; o si dispongono, in opportuni canali, delle ruote a palette che utilizzano le correnti create dal flusso e dal riflusso, mediante sistemi di paratoie colle quali le correnti sono opportunamente dirette sopra il motore.

Allo stadio in cui trovasi questa specie di applicazione industriale, noi ricordiamo semplicemente il flusso motore del Tomasi e l'apparecchio Dantée inteso a sviluppare la forza motrice per l'illuminazione elettrica dei fari.

In questi ultimi tempi, in America specialmente, il problema dei maremotori è stato ripreso da alcuni scienziati, e la soluzione proposta è stata quella di far uso di galleggianti i quali seguissero il moto dell'onda, ed essendo girevoli intorno ad un punto fisso potessero trasformare l'energia ricevuta secondo un moto rotatorio oscillante. L'ing. Sthul ha anzi esaminato teoricamente la forma dell'apparato ricevitore studiando l'orbita percorsa da ciascuna delle molecole d'acqua che costituiscono l'onda. Ma del successo pratico di tali disposizioni non si ha ancora notizia.

CAPITOLO IX.

MOTRICI TERMICHE

DELLE MOTRICI TERMICHE IN GENERALE
FORMULE E DATI DESUNTI DALLA TERMODINAMICA.

§ 1.

CLASSIFICAZIONE DELLE MOTRICI TERMICHE. LAVORO DISPONIBILE.

1. Trasformazione del calore in lavoro. I cicli delle motrici termiche. — Le motrici termiche rappresentano il mezzo principale per cui la moderna industria produce il lavoro motore. Mediante esse, la più ricca energia potenziale della natura, accumulata nei combustibili fossili o vegetali, viene adoperata sotto forma di calore sviluppantesi dalle reazioni chimiche di combustione a sollecitare l'elasticità d'un fluido (il quale può essere il prodotto stesso della combustione), che, appunto in virtù della propria forza espansiva, serve come agente intermedio a produrre le trasformazioni del calore in lavoro esterno.

La *termodinamica teorica e sperimentale* regge lo studio delle motrici termiche: ma essa, per l'aspetto di generalità che ha assunto, costituisce una scienza a sè da cui la meccanica industriale non può che assumere i principii fondamentali. Noi perciò supporremo note le principali nozioni della *teoria meccanica del calore*, richiamando ora soltanto quei principii quei dati e quelle formule che, per lo scopo nostro, servono a mettere in luce la funzione delle motrici termiche e permettono di svolgere le calcolazioni che vi si riferiscono.

È nota la legge, che deriva dal principio generale della conservazione dell'energia, per cui, le trasformazioni di calore in lavoro e viceversa, avvengono secondo un rapporto costante di equivalenza, numericamente espresso dall'*equivalente meccanico* del calore nel primo caso, e nel secondo dall'*equivalente termico* del lavoro. L'equivalente meccanico del calore (che si indica con E), corrisponde, secondo i risultati sperimentali ormai generalmente accettati, allo sviluppo di 425 kgm. per ogni caloria; l'equivalente termico del lavoro (espresso con A) e la reciproca del primo $\left(A = \frac{1}{E} = \frac{1}{425}\right)$.

Ogni trasformazione che il calore induce nei corpi in forma di lavoro non si risolve in quel lavoro esterno di cui si ha misura nei cambiamenti di volume da essi subiti. Le trasformazioni ponno essere accompagnate da fenomeni diversi, coesistenti o no. Un aumento di calore dQ (in calorie) fornito ad un corpo, può infatti produrre: 1.° un aumento di forza viva molecolare dF che si manifesta in forma di aumento della temperatura; 2.° un lavoro interno dI mediante aumento dell'energia potenziale, per cui si modificano le forze che agiscono fra gli atomi e la posizione relativa di questi, come sarebbe d'un cambiamento di stato fisico, astrazione fatta da ogni variazione di volume apparente, e avuto riguardo soltanto al volume interno, da Hirn denominato *interatomico*; 3.° uno sviluppo di lavoro esterno dL per l'aumento di volume vincendosi la pressione esterna. Sarà adunque

$$dQ = A(dF + dI + dL). \tag{1}$$

Per una trasformazione qualsiasi, indotta dal calore, se il corpo dalle condizioni iniziali di pressione, volume e temperatura $(v_1\, p_1\, t_1)$ è passato ad altre $(v_2\, p_2\, t_2)$, la semplice constatazione delle condizioni estreme basta a riconoscere la variazione avvenuta in F ed I; la quale sarebbe nulla solo ove il corpo fosse ritornato alle condizioni iniziali. Non così può dirsi del lavoro esterno per cui necessita conoscere la legge che lega le successive variazioni delle pressioni e dei volumi. L'$\int_{v_1}^{v_2} p\,dv$, che dà la misura di questo lavoro esterno, non può essere determinato che ove sia nota la legge che unisce i successivi valori di p e di v.

Naturalmente quanto noi diciamo riflette le trasformazioni derivate da un aumento di calore dQ fornito al corpo in esame. Si avrà una formula identica ma coi segni cambiati nel caso che abbia luogo una sottrazione di calore,

$$-dQ = -(A(dF + dI + dL)$$

ed invece che produrvi un aumento di volume ed un lavoro esterno, si produrrà col medesimo una diminuzione di volume, nel qual caso non si assorbe dal corpo calore, ma per contrario se ne estrica.

Evidentemente non è detto che tutti e tre i fenomeni meccanici cui dà luogo l'aggiunta o la sottrazione di calore sieno contemporanei e sieno tutti dello stesso segno. Ma ciò dipende dalla natura speciale del corpo in azione e dal modo speciale come si fa avvenire sopra esso la trasformazione fisica.

Nelle motrici termiche poi le trasformazioni del fluido motore avvengono secondo modi speciali che permettono di semplificare le considerazioni che risguardano la formula (1).

Notiamo intanto che, in dette motrici, una delle condizioni essenziali è la *continuità del moto*.

Ora, è appunto noto che in una motrice termica *a moto continuo*, qualunque sia la natura del fluido motore, esso subisce una serie di trasformazioni (che si svolgono talvolta anche al di là della motrice propriamente detta, come appunto si verifica in una macchina a vapore, se si

considera, colla motrice, il generatore, e la pompa alimentare) per cui partito da date condizioni iniziali di pressione volume e temperatura, $(p_1\ v_1\ t_1)$, vi ritorna periodicamente. Il lavoro esterno ottenuto è suscettibile di rappresentazione mediante due assi ortogonali rappresentanti le pressioni ed i volumi (fig. 336). Il ritorno del fluido alle condizioni iniziali darà luogo nel diagramma ad una curva rientrante in sè stessa, la cui area sarà la misura del lavoro esterno L ottenuto. Evidentemente questo ritorno periodico alle condizioni iniziali, quale ha luogo in un ciclo chiuso, (e per ciclo chiuso si intende effettivamente quello per cui si considerano tutti i fenomeni che fanno ritornare il fluido alle condizioni iniziali di pressione, volume e temperatura) limita l'esame, per ciò che riflette il lavoro, al solo lavoro esterno L, i lavori interni F ed I non avendo dato luogo ad alcuna variazione finale; e cioè, se variazioni di essi sono avvenute lungo il ciclo, la somma loro, è uguale a zero essendo costituita da termini di segno contrario che si annullano.

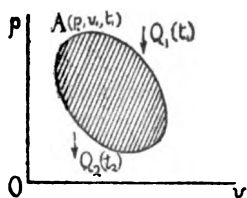



Fig. 336.

Diverso avviene invece se si prende in esame una parte sola del ciclo; non essendo allora avvenuto il ritorno alle condizioni iniziali, possono le variazioni di F ed I avere valori determinati, dei quali importa tener conto. Naturalmente questi valori possono conoscersi solo ove si sappia da quali funzioni

$$F' = f(p, v) \quad I = f_1 (p, v)$$

sieno, per ogni singolo corpo, rappresentati i lavori interni e molecolari. La serie delle trasformazioni successive e periodiche prende il nome di *ciclo*.

Alla esecuzione d'un ciclo, in primo luogo, si richiede la presenza d'una sorgente calorifica (il focolare) a data temperatura t_1 da cui il corpo assume una data quantità di calore Q_1. Questa quantità di calore non può essere, tuttavia, salvo condizioni praticamente irrealizzabili, trasformata per intero in lavoro esterno, giusta la legge di equivalenza sopra enunciata. La continuità del movimento richiede che il fluido venga posto a contatto, durante il ritorno alle condizioni iniziali, con un refrigerante (sorgente calorifica a temperatura $t_2 < t_1$) cui esso cede una data quantità di calore Q_2 $(Q_2 < Q_1)$, interamente perduta per la produzione d'un lavoro esterno, talchè la quantità di calore impiegata a produrre lavoro non è per intero quella sottratta al focolare, ma una parte di essa, e precisamente la quantità $Q_1 - Q_2$. Questa perdita Q_2 riposa su una ragione fisica e meccanica. Se, mediante sottrazione di calore ad una sorgente ed espansione del fluido intermediario, si è prodotto un lavoro meccanico, perchè quello ritorni alle condizioni iniziali (con che richiedesi un consumo di lavoro tolto a quello già prodotto dalla motrice) occorre che la fase di nuova intesa a ricondurlo avvenga una temperatura più bassa, e cioè sotto l'azione di una sorgente di freddo, di guisa che, ripassando il corpo per gli stessi volumi, ma con temperature minori e quindi con pressioni minori, esso richieda, per restituirsi allo stato primitivo, un lavoro minore.

In definitiva, alla realizzazione d'un ciclo, occorrono: due sorgenti di calore a temperatura diversa t_1 e t_2, formanti così un salto o differenza di temperatura $t_1 - t_2$; la sottrazione, dalla sorgente che trovasi alla temperatura più elevata t_1, di una quantità di calore Q_1, e la cessione alla sorgente che trovasi alla minore temperatura t_2, ovvero al refrigerante, della quantità Q_2. La continuità di moto in una macchina si riduce a far passare dalla sorgente di calore a quella di freddo (relativamente intese) il calore Q_2, utilizzando a produrre lavoro la differenza $Q_1 - Q_2$; il che si esprime colla

$$Q_1 - Q_2 = A L.$$

Si è creduto a lungo che la quantità di calore Q_2, ritenuta come una vera perdita, potesse evitarsi; la sua presenza è tuttavia una condizione necessaria insita nel funzionare di una macchina, non potendo nella realtà verificarsi le condizioni per cui si annulli. Ciò infatti equivarrebbe all'ammettere che si possono far compiere agli agenti motori le fasi di ritorno, dopo che essi hanno sviluppato il loro lavoro, (fasi che sono ordinariamente di compressione) senza consumo alcuno di lavoro. Il che è evidentemente assurdo, a meno di considerare condizioni tali di cui la pratica non può ammettere la possibilità. È tuttavia un fatto che il ritorno del fluido nella fase del ciclo relativo può verificarsi in modo tale che la sottrazione di calore sia la minima possibile, compatibilmente colle condizioni fisiche di azione di una macchina. Ma, tale sottrazione, non constituirebbe una perdita reale di calore, se la quantità così sottratta potesse essere di nuovo utilizzata, o rigenerata.

Il rapporto $\frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$ è detto *coefficiente economico* della motrice; esso definisce il grado di perfezione di una macchina, che sarà massimo se Q_2 potrà essere ridotto a quel limite per cui, in determinate condizioni esterne, si abbia una macchina teoricamente perfetta.

2. Classificazione generale delle motrici termiche. — Dalle nozioni esposte risulta in primo luogo che, per ottenere un grande lavoro esterno, e cioè un grande lavoro di espansione, richiedesi nel fluido motore l'attitudine a subire una grande variazione di volume. È proprietà che spetta ai corpi gasosi, e ai corpi liquidi o solidi che possono facilmente trasformarsi in vapore od in gas nei limiti delle temperature ordinariamente realizzabili.

La natura del fluido intermedio definisce così la natura della macchina.

Se il fluido è costituito da un gas permanente, (che cioè non cambii di stato fisico nelle varie condizioni di pressione e di temperatura verificantisi nel ciclo, e obbedisca nella trasformazione alle leggi per quelli trovate) si ha il *motore a gas*. Così, ove il fluido adoperato sia l'aria atmosferica, od una miscela di questa e di prodotti della combustione svolgentisi da un focolare a combustibile solido, si ha il ***motore ad aria calda od a fuoco***; ove il fluido motore sia dato dalla combustione d'un combustibile gasoso (prodotto di distillazione del litantrace, del petrolio, di decomposizione dell'acqua, ecc.) si ha ***il motore e gas illuminante, a gas mi-***

sto, a gas d'acqua, a petrolio, a benzina, ecc., ricevente cioè tanti nomi quanto varia può esser l'origine del gas combustibile.

Se il fluido è un vapore (ordinariamente il vapor d'acqua), si ha la *macchina a vapore;* in questo caso il ciclo si compie con un passaggio dallo stato liquido a quello di vapore e dallo stato di vapore allo stato liquido, passaggi accompagnati da lavori interni; ma il loro effetto non è (come dicemmo) sensibile nel ciclo chiuso teorico della macchina.

Le tre specie di *motori termici* si dividono ancora in *chiusi od aperti.* Diconsi *chiusi* quando, astrazione fatta dalla imperfetta tenuta degli organi meccanici, il fluido motore rimane sempre il medesimo, soggetto quindi alla ripetizione del ciclo; sarebbe questa la *condizione teorica assoluta del ciclo chiuso.* Diconsi *aperti* quando, ad ogni evoluzione, il fluido motore è espulso nell'atmosfera, e dall'esterno se ne assume del nuovo a compiere la fase successiva. In questo caso si può ritenere egualmente chiuso il ciclo della macchina, quando si considerino i fatti naturali che avvengono all'esterno, nell'atmosfera, per cui il fluido espulso ci viene da questa restituito, dopo una successione di fenomeni termici che rientrano nell'economia dell'universo, in condizioni costanti di pressione, volume e temperatura.

Si classificano infine i motori termici secondo che il loro *focolare sia aperto o chiuso;* intendendosi, nel primo caso, che i prodotti della combustione vengono respinti nell'atmosfera con un camino, mentre il loro calore viene, *per contatto*, ceduto al fluido motore, nel secondo che il prodotto della combustione costituisce esso stesso il fluido motore, o ne è parte integrale.

È facile riconoscere che un *motore termico chiuso ha sempre per necessità un focolare aperto;* e che per converso un *focolare chiuso corrisponde ad una motrice termica aperta.*

Queste varie distinzioni trovano tutte un esempio nei motori termici ad aria calda; le macchine a vapore sono finora a focolare aperto con ciclo per intero od in parte aperto; la macchina a gas illuminante è sempre *una motrice aperta con focolare chiuso,* il qual ultimo è formato d'ordinario dallo stesso cilindro motore.

3. Cicli del massimo rendimento. — La ricerca del lavoro assoluto o disponibile di una categoria di motrici precede necessariamente il loro studio e ne è il fondamento. Importa riconoscere se esiste pei motori termici un termine di confronto, analogo al valore di $1000\, Q\, H$ indicato pei motori idraulici, cui possa paragonarsi il lavoro effettivo ottenuto.

Esso non è il prodotto dell'equivalente meccanico per l'intero calore sottratto alla sorgente ($E\, Q_1$), ma si desume dalla cognizione di quel ciclo per cui, nel rapporto $\frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$, il valore di Q_2 è minimo per dati limiti di temperatura, ciclo che se potesse ottenersi, ci fornirebbe una macchina teoricamente perfetta.

A questo conduce la nozione del *ciclo di Carnot.* Fra tutti i cicli che si possono concepire, uno ne esiste, che per virtù propria corrisponde alla macchina perfetta, formato da due trasformazioni isotermiche e da

due adiabatiche. Il fluido motore compirebbe la propria evoluzione fra due temperature limiti, quella del focolare t_1, e quella del refrigerante t_2, subendo alternativamente due espansioni e due compressioni, dopo le quali vien ricondotto allo stato iniziale; e precisamente nel seguente modo (figura 337):

1.° Una massa di fluido in a_0 nelle condizioni $v_1\, p_1$ e alla temperatura t_1 è posta in contatto con un focolare, da cui riceve la quantità di calore Q_1, mantenendosi alla stessa temperatura t_1, mentre si espande compiendo un lavoro esterno fino al punto a_1 (definito dalle condizioni $v_2\, p_2$). È questa la fase di *espasione isotermica.*

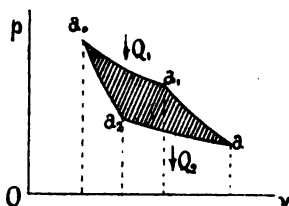
2.° Sottratto il fluido all'azione della sorgente, esso si espande da a_1 ($v_2\, p_2$) ad a ($v_3\, p_3$) senza perdere nè ricevere calore (*adiabaticamente*), quindi raffreddandosi; la temperatura si lascia discendere fino alla temperatura t_2 del refrigerante.

3.° Ponesi poi il fluido a contatto col refrigerante, esercitando ad un tempo sovra esso un lavoro meccanico di compressione, che lo porti nella posizione a_2 ($v_4\, p_4$), sottraendo allo stesso il calore Q_2, in guisa da mantenerlo a temperatura costante, cosicchè la curva $a\, a_2$ corrisponde ad una *compressione isotermica.*

Fig. 337.

4.° Si toglie il refrigerante e dal punto a_2 si continua la compressione senza sottrarre calore al fluido; il calore, equivalente al lavoro sviluppato nella *compressione adiabatica,* ne eleva la temperatura; se il punto a_2 è stato convenientemente scelto, il volume del fluido ritornerà alle condizioni primitive, dove, ripristinato il contatto colla sorgente, esso riprodurrà le precedenti fasi.

Fra i dati limiti di temperatura questo ciclo dà il massimo del lavoro esterno. Lo dimostra la termodinamica, e si può averne idea dalla successione medesima delle operazioni. È evidente che il calore Q_1, ceduto al fluido nella prima fase, essendo avvenuta la cessione a *temperatura costante,* non è stato impiegato che a produrre *lavoro esterno*; parimenti il calore Q_2, ceduto al refrigerante è stato pure sviluppato nella forma più economica, poichè il lavoro a ciò necessario non ha causato variazioni di temperatura. Le altre due operazioni adiabatiche non concorrono che a rendere sensibile nel ciclo la differenza di temperatura $t_1 - t_2$, senza di cui non è possibile nelle macchine termiche la creazione d'un lavoro esterno; esse non richiedono scambi di calore; il lavoro (esterno od interno) fornito da una è compensato da egual lavoro di senso contrario nell'altra.

Le condizioni teoriche di realizzazione del ciclo di Carnot esigono: 1.° che gli scambi di temperatura avvengano tra la sorgente ed il fluido, e tra il refrigerante ed il fluido con un eccesso infinitesimo di temperatura da parte del corpo che cede il calore; 2.° che le reazioni esterne opponentisi alla espansione del fluido e le forze necessarie alla sua compressione rappresentino successivamente, in intensità, le pressioni che il

medesimo va assumendo. Queste condizioni si risolvono nelle *invertibilità* del ciclo; il ciclo cioè può essere compiuto in senso inverso fra gli stessi limiti di temperatura, consumando un lavoro per avere del calore; e in altre parole: mentre col processo $a_0 \rightarrow a_1\ a\ a_2 \rightarrow a_0$ si è ottenuto il lavoro L facendo passare una quantità di calore Q_2 da un corpo caldo ad un corpo freddo, col processo $a_0 \rightarrow a_2\ a\ a_1 \rightarrow a_0$ si sarebbe consumato il lavoro L facendo passare la quantità di calore Q_2 dal corpo freddo al corpo caldo. Questo modo inverso di funzionamento corrisponde al ciclo delle macchine frigorifiche. Due macchine accoppiate funzionanti con due cicli di Carnot eguali, ma invertiti, quando fosse possibile il realizzarli, si muoverebbero per un impulso iniziale di *moto perpetuo.*

A questo proposito occorre fare due osservazioni:

1.° Il rendimento del ciclo di Carnot non può essere superato da alcun altro ciclo si faccia compiere ad un fluido in una motrice termica: può però essere pareggiato da altri, *purchè gli scambi di calore avvengano, come nel ciclo di Carnot, a temperatura costante e le due fasi inverse per le quali si effettua il passaggio da una sorgente all'altra sieno tali che la quantità di calore fornita da una basti a compiere l'altra, ed esistano disposizioni atte* (il rigeneratore) *a raccogliere il calore in una fase* (quella che lo rende libero) *per cederlo nell'altra* (quella che richiede calore per essere effettuata). Queste fasi hanno nome di *isodiabatiche.* Ai cicli teorici con linee isodiabatiche appartengono quelli di Stirling ed Ericsson (i primi inventori delle motrici ad aria calda) di cui ci riserviamo dir parola al relativo capitolo.

2.° Al risultato d'un ciclo di Carnot, ed in genere all'effettuazione di un ciclo chiuso, non concorre in alcun modo la natura del fluido in gioco; che esso cambii di stato, che anche si decomponga, è affatto indifferente al risultato industriale, posto che non si verifichi cambiamento di temperatura senza un lavoro esterno ed interno, e che di conseguenza alla fine del ciclo il corpo ritorni alle condizioni iniziali. Si è dubitato a lungo che questo non fosse nelle motrici a cambiamento di stato fisico. Nei gas ritenuti permanenti il lavoro interno, I, è sensibilmente nullo; in questi, la sola isotermica superiore dà il lavoro motore; i lavori nelle due adiabatiche sono eguali fra loro e si compensano. In un fluido non perfetto, cioè soggetto alla variazione di stato, il lavoro motore esterno non è tutto svolto nell'isotermica superiore, poichè una parte di calore concorre alla produzione di lavoro interno; ma questo rende maggiore il lavoro della successiva adiabatica (t_1 a t_2), perchè, tolta la sorgente, le trasformazioni non possono in essa avvenire che in virtù del calore proprio, sicchè il lavoro esterno da questa fornito sarà maggiore del lavoro esterno richiesto nella adiabatica di senso contrario (t_2 a t_1). Ora, se consideriamo ad un tempo i lavori esterni ed interni durante le due adiabatiche (I_2, L_2 ed I_4 ed L_4), dovrà essere

$$I_2 + L_2 = I_4 + L_4.$$

Tal risultato deducesi facilmente se, espressi cogli indici 1, 2, 3 e 4 i lavori esterni ed interni delle quattro fasi, e con L il lavoro totale rac-

colto, si ricorda che

$$Q_1 = A(L_1 + I_1), \quad Q_2 = (L_2 + I_2) \quad \text{e} \quad Q_1 = A\,L,$$

e quindi

$$A\,L = A(L_1 + I_1) - A(L_2 + I_2),$$

e si combina questa colle

$$L = L_1 + L_2 - L_3 - L_4 \quad \text{ed} \quad I_1 - I_2 - I_3 - I_4 = 0;$$

condizione quest'ultima che esprime il ritorno alla condizione iniziale.

4. Espressione del lavoro assoluto nelle motrici termiche. — Il massimo lavoro che può esser svolto da una motrice termica si avrebbe quando le fasi successive si svolgano lungo un ciclo di Carnot; ci resta ora a trovarne l'espressione. Il secondo principio della termodinamica, che lega, in una relazione sola, lavoro, calore e temperatura, conduce, per un ciclo invertibile del massimo effetto, ad una espressione, che ci dà la misura del *lavoro assoluto o disponibile* di una motrice termica. Esso dice che, date le temperature estreme t_1 e t_2, e la quantità di calore Q_1 sottratta alla sorgente, la quantità di calore Q_2 ceduta al refrigerante è pienamente determinata dalla relazione

$$\frac{Q_1}{273 + t_1} = \frac{Q_2}{273 + t_2} \quad \text{cioè} \quad \frac{Q_1}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2}, \tag{2}$$

se T_1 e T_2 rappresentano le temperature assolute. Clausius ha espresso il principio secondo della termodinamica che è racchiuso nella equazione (2) dicendo, che, per un ciclo chiuso invertibile qualunque, la somma algebrica dei rapporti fra le quantità di calore successivamente sottratte od aggiunte e le temperature assolute a cui si verifica lo scambio di calore, è costante, cioè $\int \frac{dQ}{T} = 0$.

E Vood scrive " che, se in un ciclo l'assorbimento di calore ha luogo ad una data temperatura, ed il suo svolgimento ad una temperatura più bassa, il calore trasformato in lavoro sarà, rispetto alla quantità totale del calore assorbito, nello stesso rapporto di quello esistente fra la differenza della temperatura assoluta della sorgente calda e fredda, e la temperatura assoluta della sorgente calda. "

Il lavoro raccolto nel ciclo di Carnot sarà perciò:

$$L_u = \frac{Q_1 - Q_2}{A} = \frac{Q_1}{A}\left(\frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}\right) = \frac{Q_1}{A}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{Q_1}{A\,T_1}(T_1 - T_2). \tag{3}$$

Vedesi adunque che, anche in un motore termico a ciclo perfetto, non è possibile raccogliere dalla caloria l'intero valore dell'equivalente dinamico che sarebbe $\frac{Q_1}{A}$, se insieme $\frac{T_1 - T_2}{T_1}$ non diventa $=$ ad 1. Ora questo si avrebbe solo per $T_2 = 0$, per la temperatura cioè dello zero assoluto, quando il refrigerante fosse a 273° sotto lo zero della scala termometrica.

Se con Zeuner si indica la quantità $\frac{Q_1}{A\,T_1}$ $\left(\text{o che è lo stesso } \frac{Q_2}{A\,T_2}\right)$ col nome di *peso termico*, ed una differenza positiva di temperatura col

nome di *caduta di temperatura*, corrispondendo le quantità di calore a scambi effettuati al 1'', il lavoro disponibile, L_d, è uguale al prodotto del peso termico per la caduta di temperatura

$$L d = \frac{Q_1}{A T_1} (T_1 - T_2) = \frac{Q_2}{A T_2} T_1 - T_2$$

ed assume perciò una forma paragonabile a quella del lavoro assoluto nei motori idraulici. Il valore di L_d è il massimo teorico che può essere utilizzato.

Per un dato valore di Q_1 sarà L_d tanto maggiore, quanto maggiore sia T_1 e minore T_2. Pretendere la utilizzazione intera di Q_1 secondo l'equivalente meccanico (425 kgm. per caloria), sarebbe lo stesso che pretendere di utilizzare un salto idraulico fino al centro della terra.

L'aumento di T_1 è limitato dalla temperatura massima che può essere raggiunta dai prodotti di una combustione, o talvolta (limite assai inferiore) dal grado di refrattarietà, resistenza, chiusura contro le fughe, attriti per dilatazione, qualità dei lubrificanti, ecc., insiti nei corpi stessi coi quali si compongono le macchine; il limite minimo di T_2 è dato dalla temperatura ordinaria del terreno e dell' atmosfera, talchè, per produrre un ulteriore abbassamento, si esigerebbe un consumo di lavoro.

Il coefficiente economico, dato in $\frac{T_1 - T_2}{T_1}$, dipende quindi dal salto di temperatura e dal valore della temperatura massima. *Esso è tanto maggiore, a pari differenza $T_1 - T_2$, quanto più T_1 è piccolo.* Questa legge indica che non vi sarebbe convenienza ad aumentare eccessivamente il valore di T_1 se insieme non si ottiene un salto di temperatura notevolmente maggiore.

Può supporsi che si possa avere al massimo $t_1 = 400°$ per un valore corrispondente di $t_2 = 0$. Se t_1 sale, come ad esempio in alcune motrici a gas od aria, a 1500°—1800°, il valore di t_2 non discende sotto 500°

In ogni caso fatto $Q = 1$ si avrà l'*equivalente meccanico disponibile* di una caloria, quale può ottenersi con un ciclo di Carnot, o con un ciclo a rigeneratore perfetto, colla $\frac{T_1 - T_2}{A T_1}$; la seguente tabella dà alcuni esempi di tale equivalente.

	T_1 (focolare)	T_2 (refrig.^{e})	$\frac{T_1 - T_2}{T_1}$	$425 \frac{T_1 - T_2}{T_1}$ kgm.
1)	373	273	0.268	113
2)	473	273	0.423	179
3)	573	273	0.522	221
4)	673	273	0.594	252
5)	773	273	0.645	264
6)	1773	773	0.563	239

I dati numerici 5) e 6) mostrano evidentemente come non basta al miglioramento dell'effetto di un ciclo l'aumento della temperatura massima, se il valore della temperatura minima non si mantiene entro limiti convenienti; il caso 5) corrisponde infatti a $t_1 = 400$ e $t_2 = 0$, mentre il 6) corrisponde a $t_1 = 1500$ e $t_2 = 500$. Ma l'equivalente meccanico disponibile del calore è maggiore nel primo che nel secondo, malgrado il minor valore t_1.

5. Coefficiente di effetto utile dei motori termici. — Ci resta ora a determinare quale sia la frazione del lavoro assoluto che noi possiamo direttamente devolvere agli scopi industriali, cioè quale sia il rendimento effettivo di una motrice termica, od il rapporto η fra il lavoro disponibile L_d, ormai noto, ed il lavoro effettivo L_e. Le cause concorrenti a rendere il lavoro effettivo minore del disponibile sono di tre specie:

1.° *Perdite di calore*, causate o da disperdimenti o da fughe di fluido motore, o da calore perduto per conduttività delle pareti, o per radiamento. Corrisponde loro una perdita di *peso termico* analoga alla perdita di volume dei motori idraulici

2.° *Perdite di lavoro*, perchè il ciclo effettivo della macchina è più o meno lontano da quel ciclo ideale cui, fra dati limiti di temperatura, corrisponde il massimo lavoro disponibile. Queste perdite possono paragonarsi alle perdite nel salto disponibile dei motori idraulici.

3.° *Perdite di lavoro*, causate dalle resistenze d'attrito (resistenze passive).

Il coefficiente di effetto utile di un motore termico può scriversi

$$\eta = \frac{L_e}{L_d} = (1 - \alpha)\, \eta_1\, \eta_2 \tag{4}$$

dove: α rappresenta la prima perdita, essendo αQ (se Q è la quantità di calore ceduto al fluido motore per ogni secondo) la porzione di calore perduta, talchè la parte utilizzata è $(1 - \alpha) Q$; η_1 il coefficiente di *effetto utile termico* (*dell'energia*) e cioè il rapporto fra il lavoro raccolto nel cilindro motore in conseguenza delle fasi del ciclo effettivo fra i dati limiti di temperatura (lavoro indicato), ed il lavoro disponibile quale è stato determinato nel precedente paragrafo; η_2 il coefficiente di effetto utile organico, cioè il rapporto tra il lavoro effettivo sull'albero motore ed il lavoro indicato.

La pratica tuttavia richiede che possa aversi insieme la misura del coefficiente di *effetto utile industriale*, cioè la relazione che corre fra il consumo di una data quantità di combustibile ed il lavoro effettivo ottenuto dalla macchina. Perciò il valore di η dovrà moltiplicarsi per un altro coefficiente η_0 il quale rappresenti la perdita dal punto in cui il combustibile è bruciato al punto in cui il calore viene ceduto al fluido.

Cioè, se P è, in kg., il peso di combustibile bruciato nell'unità di tempo, p il suo potere calorifico, sarà:

$$\frac{A\,L_e}{P.p} = \frac{A\,L_n}{P.p} \cdot \frac{L_e}{L_d} = \eta_0 \cdot \eta = \eta_i \tag{5}$$

il termine η_0 si decompone i tre fattori: il primo η_f, dà l'effetto utile del

focolare, cioè il rapporto fra il calore in esso effettivamente utilizzato al 1″ (Q_o) ed il calore sviluppato dalla combustione $\left(\eta_f = \frac{Q_o}{P \cdot p}\right)$; il secondo η_c, dà l'effetto utile dei condotti di riscaldamento, cioè della trasmissione di calore al fluido motore ($\eta_c = Q : Q_o$) di guisa che $\eta_f \eta_c = \frac{Q}{P \cdot p}$, e rappresenta il coefficiente di effetto utile del sistema di riscaldo (caldaia od altro). Il terzo dà il rapporto fra il lavoro disponibile (giusta il ciclo del massimo effetto) ed il calore trasmesso al fluido, cioè $\left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right)$.

Il coefficiente di effetto utile industriale dell'intero motore è dato da

$$\eta_i = \eta_f \, \eta_c \left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right) (1 - \alpha) \, \eta_1 \, \eta_2 \,. \tag{6}$$

In genere ogni motore è caratterizzato da valori diversi di uno di questi fattori; d'ordinario però l'elevazione di uno trae seco abbassamento di altri, in guisa che il valore η_i oscilla fra valori medi all'incirca comuni a tutti i tipi.

Nei motori a gas per esempio, ove il focolare è nel cilindro, $\eta_f = 1$; cresce in esso T_1, ma cresce anche T_2, in confronto ai valori di T_2 delle macchine a vapore; generalmente però $1 - \frac{T_2}{T_1}$ è maggiore nelle macchine a gas che nelle macchine a vapore; ma questo beneficio è compensato in parte da un minor valore di η_2 essendo il ciclo in uso in queste ultime meno differente dal ciclo ideale.

Il valore di η_i non sarebbe però sufficiente a definire con sicurezza il costo commerciale dell'unità di lavoro utile, sul quale influiscono altri elementi qui non considerati, e cioè il valore del combustibile, le spese di impianto, l'entità del lavoro, la sua uniformità, la continuità del suo sviluppo, ecc., ecc., sui quali elementi non può a priori essere portato un giudizio.

6. Dati sul valore relativo dei vari motori termici. — Però le nozioni esposte permettono di enunciare fin d'ora qualche criterio fondamentale sul valore relativo dei vari motori termici e sull'avvenire che loro è riservato. Un confronto fra i diversi mezzi con cui si è industrialmente realizzata la trasformazione del lavoro in calore, non potrebbe essere svolto qui colla sufficiente larghezza. Ma basta a noi indicare ora alcune norme generiche di giudizio; il quale deve aver riguardo al salto di temperatura, alla differenza fra il ciclo effettivo ed il teorico, all'influenza delle pareti metalliche sul fluido motore, alla maggior o minor perfezione del meccanismo principale e del sistema di distribuzione.

A parte le ragioni d'indole costruttiva per cui eccellono ora sovra gli altri il motore a vapore ed a gas, e le considerazioni che trovano miglior posto allo studio dei vari motori, ogni esame a priori deve limitarsi alla differenza di temperatura ed alla pressione massima praticamente raggiungibile.

Il salto di temperatura utilizzato colle macchine a vapore da Watt nella misura di 60°-70°, salito poi a 100-110°, ha raggiunto oggi, coll'uso

delle alte pressioni e colle espansioni prolungate in tre cilindri, il limite massimo di 160°-180°. Questo limite è ancora lontano da quello che si giudica possibile ottenere coi materiali di cui sono costituite le motrici a vapore, per cui la temperatura massima (t_1) potrebbe essere di 350° ~ 450° e la minima (t_2) di 15° ~ 20°, per modo che il salto massimo di temperatura sarebbe di 330° - 430°. A questi limiti si oppone l'eccesso di pressione che possederebbe il vapor saturo, per il quale la pressione di 30 atmosfere raggiungesi a $t_1 = 236°$. In tali condizioni, il motore a vapore saturo sembrerebbe evidentemente il motore della grande industria, poichè il raggiungere un valore appena medio del coefficiente economico conduce all'uso delle alte pressioni ed allo sviluppo di lavori rilevanti. L'impiego del vapore surriscaldato eleverebbe di molto il coefficente economico senza implicare aumento della pressione, e molti hanno preconizzato, malgrado gli insuccessi incontrati, che su questa via debba trovarsi il perfezionamento delle macchine a vapore; e questo è l'indirizzo che ora appunto si segue.

Assai più elevato è il salto di temperatura nelle macchine a gas e ad aria calda. Le esperienze di Slaby dànno pel più recente motore ad aria calda od a fuoco (Bènier) il salto di 1400°—700 = 700°, e per alcune macchine a gas di 1600°—600° = 1000°. Il massimo di temperatura qui non è prescritto da troppo elevate pressioni; per tale ragione queste motrici, pur non essendo escluso in nessun modo il loro impiego nella grande industria, si giudicano essere il motore termico preferibile della piccola industria; esse dànno un coefficiente economico teorico superiore delle macchine a vapore.

Si avrebbe in fatti coi dati suesposti

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1} \begin{cases} \text{macchine a vapore} & \dfrac{200 - 40}{473} = 0.33 \\ \quad\text{"} \quad \text{a gas} & \dfrac{1600 - 600}{1873} = 0.53 \\ \quad\text{"} \quad \text{a fuoco} & \dfrac{1400 - 700}{1673} = 0.42. \end{cases}$$

Sarebbe però prematuro voler dedurre di qui considerazioni assolute. Intanto possiamo osservare:

1.° Che in una macchina a vapore ideale, ove (a mezzo del surriscaldamento) fosse $t_1 = 400°$ e $t_1 = 50°$ e nelle motrici a gas o aria in cui fosse $t_1 = 1550°$ e $t_2 = 600°$ sarebbe:

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1} \begin{cases} \text{macchine a vapore} & \dfrac{400 - 50}{400 + 273} = 52\ \%;\ \text{salto di temp.}^a\ 350° \\ \quad\text{"} \quad \text{a gas o aria} & \dfrac{1550 - 600}{1550 - 273} = 52\ \%, \qquad \text{"} \qquad 950°, \end{cases}$$

e cioè scegliendo questi dati numerici si avrebbe lo stesso coefficiente economico nelle macchine a vapore ed a gas, per salti di temperatura molto diversi, con vantaggio delle motrici a vapore, per esser minore la temperatura massima del ciclo.

2.° Che nelle macchine a gas, malgrado il maggior valore de coefficiente economico teorico, le fasi di svolgimento del ciclo sono tali da rendere l'utilizzazione del lavoro, in genere meno perfetta che nelle motrici a vapore. Questo però non implica alcuna reale ragione di inferiorità da parte della macchina a vapore; ma potrà far concludere che la motrice a gas è suscettibile di maggiori perfezionamenti che non la macchina a vapore. Così se si ha una motrice a vapore che consumi kg. 7,5 di vapore a 160° (condensato a 40°) per ora e cavallo, cioè $7{,}5 \times 615$ calorie, ed una a gas che consumi mc. 0,8 di gas (5000 calorie al mc.), sarà

Effettiva utilizzazione dell'energia:

Macchina a vapore $\frac{75.60.60}{425.7{,}5.615} = 14\ \%$

" a gas $\frac{75.60.60}{425.0{,}85.000} = 16\ \%$

Massimo effetto della prima $\frac{160 - 40}{169 + 273} = 28\ \%$ Perdita 50 %

" della seconda $\frac{1800 - 600}{1800 + 273} = 58\ \%$ " 72 %.

Si hanno però motori a gas in cui il consumo di gas, a seconda delle dimensioni, discende a 600 litri per cavallo-ora; in tal caso l'effettiva utilizzazione dell'energia è data da

$$\frac{75.60.40}{425.0{,}6.5000} = 22\ \%$$

e la perdita rispetto al coefficiente del massimo effetto, che è del 58 %, si riduce secondo la proporzione:

$$(58\text{-}22) : 58 = x : 100$$

ed

$$x = 62\ \%.$$

Questi numeri dimostrano una condizione di inferiorità momentanea del motore a gas, e nello stesso tempo il maggior grado di perfettibilità che gli spetta.

Quanto al motore ad aria calda, esso non può, per la limitazione della pressione, lottare col motore a vapore od a gas (a meno che secondo nuovi intendimenti non si usino i motori ad aria calda compressa) in quanto ciò dà luogo, anche per piccole forze, a dimensioni esagerate.

Quando al rendimento organico non deve essere dimenticato un elemento che è tutto a vantaggio della macchina a vapore; ogni macchina termica è infatti un motore differenziale; ora il cambiamento di stato fisico che ha luogo nelle macchine a vapore dà proporzioni assai piccole alla pompa di compressione, il che non si verifica nella macchina a gas e ad aria. Tali considerazioni scemano per queste ultime macchine il coefficiente organico.

Questi risultati, pei quali lasciamo allo studioso di trarre le conseguenze ovvie, possono certamente suggerire qualche criterio sull'avvenire dalle motrici termiche. Ma sarebbe troppo azzardato il volerne inferire conseguenze assolute. In ogni modo però l'esperienza conferma quello che è il risultato di sole investigazioni teoriche; la lotta infatti allo stato attuale si restringe nell'industria tra il motore a vapore ed il motore a gas. E come questo ha invaso il campo delle piccole forze, combatte ora strenuamente col motore a vapore sul terreno delle grandi forze. È certo che in questa lotta entrano considerazioni anche diverse che non sieno solo quelle del solo coefficiente economico, come la condotta e la sicurezza dell'impianto, la prontezza del funzionamento, l'intermittenza del lavoro, il pericolo, ecc.

Pur tuttavia nessuno dei due tipi si arresta nelle evoluzioni necessarie a raggiungere l'ideale di avvicinarsi nella maggior misura al coefficiente massimo. Da un lato il motore a vapore surriscaldato entra risolutamente nel campo pratico dopo una serie di tentativi che hanno fatto risolvere il problema di surriscaldar il vapore efficacemente; dall'altro il motore a gas cerca, colla produzione del gas economico nei gasogeni, il mezzo di ridurre il costo della materia prima, e di adottare colle maggiori pressioni esplosive ed espansioni un ciclo più perfetto.

Certo sarebbe azzardato il fare pronostici sull'avvenire. Ma non crediamo neppure sia di troppo azzardata una idea che ci viene suggerita della forma dei condensatori comuni, e dal tentativo fatto di iniettare aria nel cilindro di una macchina a vapore. Potendo introdurre nel cilindro di una motrice a vapore i prodotti caldi della combustione che lo ha generato, od una miscela tonante come quella delle macchine a gas, si otterrebbe un surriscaldatore del vapore a miscela, cui non andrebbero uniti gli inconvenienti di un surriscaldatore a superficie, e forse una motrice che godrebbe ad un tempo dei vantaggi delle macchine a vapore ed a gas permanente.

§ 2.

Formole e dati fondamentali di termodinamica sui gas ed i vapori.

7. Formole generali per le trasformazioni di calore in lavoro. — La formola

$$d\,Q = A(d\,I + d\,F + d\,L), \tag{7}$$

fornisce, integrata, il calore necessario per ottenere in un gas una data trasformazione, cioè il passaggio delle condizioni v_1, p_1, t_1 alle v_2, p_2, t_2. Questa equazione differenziale non può però essere integrata (salvo per un ciclo invertibile completo) se non è nota la legge con cui si è operato il passaggio da uno stato all'altro. Per i fluidi in azione nelle macchine queste leggi sono date dall'esperienza.

8. Gas (permanenti). — Benchè dopo le esperienze ultime sulla liquefazione dei gas, la denominazione di gas permanente non si possa ritenere appropriata, pure essa è ancora comunemente accettata. Più

esattamente, con Zeuner, si potrebbe definire un gas *come un vapore in elevato grado di surriscaldamento prima della sua eventuale dissociazione, nei limiti entro cui è soggetto alle leggi di Gay-Lussac e di Mariotte.* La legge generale della variazione del loro stato (che raccoglie le leggi di Gay-Lussac e di Mariotte) è la

$$p \,.\, v = R \,.\, T = R\,(273 + t) \tag{8}$$

dove p è la pressione, v il volume specifico, T la temperatura assoluta, t la temperatura centigrada, ed R una costante, il cui valore è di 29, 27 per l'aria pura.

La relazione (8) se si considera il volume V occupato da un gas il cui peso è di G chg., si trasforma, colla $V = G v$, nella

$$V p = G \,.\, R\, T = G\, R\,(273 + t) \tag{9}$$

colla quale si può determinare il peso di un gas alla temperatura t, occupante sotto pressione p lo spazio V.

Per un altro gas diverso dall'aria $R = \frac{29.27}{\delta}$, se δ è la densità di esso rispetto all'aria.

La relazione (8) può anche porsi sotto la forma:

$$\frac{p}{\gamma} = T R;$$

dove γ è il *peso specifico,* cioè il peso dell'unità di volume in chilogrammi $\left(\gamma = \frac{1}{v}\right.$ cioè $v\,\gamma = 1$; e per l'aria e per $t = o$ ed alla pressione atmosferica, $\left.\gamma = 1{,}293\right)$.

Per un altro gas alla stessa pressione p a temperatura t, si ha:

$$\frac{\gamma}{\gamma_0} = \frac{R_0}{R} = \varepsilon.$$

Ecco, secondo Regnault, i valori di γ, ε (rispetto allo idrogeno) e di R per diversi gas.

	γ	ε	R
Aria atmosferica	1.293	14.43	29.27
Idrogeno	0.089	1	422.59
Ossigeno	1.429	15.96	26.47
Azoto	1.256	14.02	30.13
Ossido di carbonio	1.250	13.96	30.25.

Risulta dalla tabella che il prodotto $R\varepsilon$ è costante e quasi eguale all'equivalente meccanico del calore.

Miscele di gas. Una miscela di gas può studiarsi con formula analoga alla (8)

$$p\, v = R_m\,(273 + t)$$

dove p è la somma della pressione dei singoli gas, v il volume specifico della miscela $v = \frac{V}{G}$, t la temperatura uniforme della medesima, e la costante R_m è data da

$$R_m = \frac{G_1 R_1 + G_2 R_2 + G_3 R_3 \dots}{G_1 + G_2 + G_3 \dots} = \frac{\Sigma(G R)}{\Sigma G} \tag{10}$$

essendo G_1 $G_2 \dots$ i pesi dei gas contenuti nel vaso di volume V, e $R_1, R_2 \dots$ la loro costante

Per uno dei gas della miscela la pressione p_x si calcolerà colla

$$\frac{p_x}{p} = \frac{G_x R_x}{\Sigma(G R)}. \tag{11}$$

Nel caso di due soli gas si ha la relazione:

$$\frac{p_1}{p} = \frac{G_1 R_1}{G R_m} \quad \text{e} \quad \frac{p_2}{p} = \frac{G_2 R_2}{G R_m}.$$

Il confronto chimico delle miscele di gas si fa al solito per riguardo al volume e non al peso; si ha allora

$$V p = G R_m (273 + t).$$

Pel tecnico sono di particolare interesse le miscele di gas, che sono soggette ad esplosione e dànno luogo a combinazioni chimiche. Ma l'argomento sarà esaminato colle macchine a gas.

Calori specifici dei gas. Sieno c_v e c_p i calori specifici d'un gas, a volume costante ed a pressione costante, cioè il calore per riscaldare di un grado 1 kg. di gas in queste condizioni ($c_p > c_v$ causa il calore esterno che si produce nel caso di pressione costante). Si ha, per ogni caso,

$$d Q_1 = c_v d t \quad d Q_{11} = c_p d t. \tag{12}$$

Per l'aria $c_v = 0.1648, \quad c_p = 0.2375$

Per altro gas di densità δ: $c_v = \frac{0.1648}{\delta}, \quad c_p = \frac{0.3275}{\delta}$

in calorie.

Il rapporto $k = \frac{c_p}{c_v} = 1,41$ per l'aria atmosferica; con approssimazione, ritiensi uguale per gli altri gas. Le esperienze di Mallard è Lechatelier fanno però i valori di c_v e c_p variabili colla temperatura; l'argomento sarà esaminato nello studio delle motrici a gas.

Equazione generale per i gas. La equazione (7), introdotte le condizioni relative ai gas, dà luogo, *per la quantità di calore richiesta da un gas in una trasformazione qualsiasi,* alla espressione

$$d Q = \frac{c_v}{R} (v \, . \, d p + k \, . \, p \, d v). \tag{13}$$

Si ha inoltre

$$c_p - c_v = A R = c_v (k - 1) = c_p \frac{k - 1}{k}. \tag{14}$$

Così dalla (13)

$$
\left.\begin{aligned}
Q &= \frac{c_r}{R}\int_{v_1}^{v_2}(v\,dp + k\,p\,dv) = \frac{c_r}{R}\int_{v_1}^{v_2}[v\,dp + p\,dv + (k-1)\,p\,dv] \\
&= \frac{c_v}{R}\left[v_2 p_2 - v_1 p_1 + (k-1)\int_{v_1}^{v_2} p\,dv + \right].
\end{aligned}\right\} \quad (15)
$$

Il lavoro esterno di una trasformazione è $\int_{v_1}^{v_2} p\,dv$. Quindi

$$
Q = c_r\left[(T_2 - T_1) + \frac{k-1}{R}\int_{v_1}^{v_2} p\,dv\right] \quad (16)
$$

$$
Q = c_v(T_2 - T_1) + A\int_{v_1}^{v_2} p\,dv = c_r(T_2 - T_1) + A\,L. \quad (17)
$$

Le relazioni precedenti, che corrispondono all'ipotesi fatta sulla natura dei gas, ci dicono, che *il lavoro interno dei gas è proporzionale semplicemente alla variazione di temperatura;* cioè, dei tre lavori F, I, L, il valore di $I = 0$, cioè il *lavoro interno è nullo.*

Le relazioni fondamentali bastano a risolvere i problemi inerenti alle trasformazioni dei gas, per opera del calore. Dovrà però esser data in ogni caso la legge che lega fra di loro i valori di p, v durante la trasformazione.

Variazione di stato a volume costante (fig. 338[1]). Non si produce lavoro esterno ($L = 0$); il calore speso Q va solo ad aumento di temperatura: $Q = c_v(T_2 - T_1)$. Fra le pressioni e le temperature corre la relazione $\frac{T_1}{T_2} = \frac{p_1}{p_2}$.

Variazione di stato a pressione costante (fig. 338[2]). Lavoro esterno $p(v_2 - v_1)$.

Variazione di stato a temperatura costante (*isotermica*) (fig. 338[3]). La variazione del lavoro interno è nulla. La equazione generale dei gas diventa

$$
p\,v = \text{cost.} \quad (18)
$$

(iperbole equilatera riferita agli assi p e v).

Il calore necessario, trasformantesi per intero in lavoro esterno, è

$$
Q = A\int_{v_1}^{v_2} p\,dv
$$

e, per la $p\,v = \text{cost}$,

$$
Q = A\,R\,T.\log.\frac{v_2}{v_1} = A\,p_1\,v_1\log.\frac{v_2}{v_1} = A\,p_2\,v_2\log\frac{v_2}{v_1} \quad (19)
$$

(dove a $\frac{v_2}{v_1}$ può sostituirsi $\frac{p_1}{p_2}$); il lavoro è

$$
L = \int_{v_1}^{v_2} p\,dv = \frac{Q}{A} \quad (20)
$$

cioè

$$L = p_1 v_1 \log . \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \log . \frac{p_1}{p_2},$$

positivo nell'espansione, negativo nella compressione.

Variazione di stato a calore costante (*adiabatica*) senza cioè che al fluido sia dato o sottratto calore (fig. 338[4]). Sarà $dQ = 0$; e il fluido compie un lavoro in virtù del calore interno, o il lavoro compiuto sovra di esso va ad aumento del medesimo. Dalla (13).

$$dQ = \frac{c_v}{R}(v\,dp + k\,p\,dv)$$

cioè

$$\frac{c_v}{R}(v\,dp + k\,p\,dv) = 0 \quad \text{e} \quad \frac{dp}{p}k + \frac{dv}{v} = 0$$

quindi

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k = \text{cost.} \tag{21}$$

equazione della curva adiabatica dei gas. Poichè $k = 1.41$ (cioè > 1, esponente della curva isotermica) si riconosce che questa equazione è una iper-

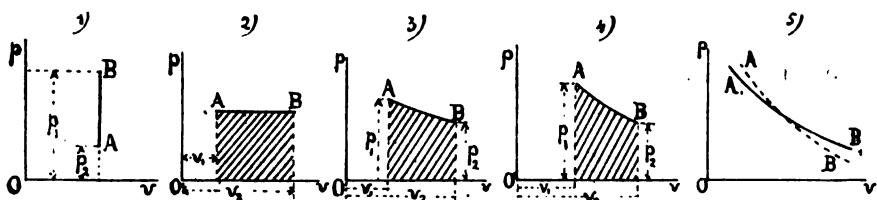



Fig. 338[1.2.3.4.5].

bole assintotica agli assi, ma non simmetrica per rapporto a questi. La curva adiabatica AB si avvicina all'asse delle ascisse con maggiore rapidità dell'isotermica $A_1 B_1$ (fig. 338[5]). Il calore convertito in lavoro è sottratto alla massa gasosa la cui temperatura va decrescendo durante l'espansione, o crescendo colla compressione, giusta la legge:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \tag{22}$$

dedotta dalla (22) e dalla (8) combinate.

Il lavoro deducesi dalla (17), $c_v(T_2 - T_1) = A\int_{v_1}^{v_2} p\,dv = AL$; cioè

$$L = \pm \frac{c_v}{AR} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}\right] = \pm \frac{c_v}{AR} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]$$

posto

$$\frac{c_v}{AR} = \frac{1}{k-1} = \frac{1}{0.41} \tag{23}$$

(+ espansione, — compressione).

Nel caso di espansione il lavoro si ottiene a spese del lavoro interno F; nel caso di compressione il lavoro speso va ad aumento del lavoro interno.

Trasformazione a curva politropica. Chiamasi (con Zeuner) *curva politropica* una cura rappresentata dalla relazione

$$p\, v^x = \text{cost.} \tag{24}$$

cioè

$$p_1\, v_1{}^x = p_2\, v_2{}^x$$

ovvero

$$\frac{p_1\, v_1}{p_2\, p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{x-1} = \frac{T_1}{T_2}.$$

Nella variazione da v_1 e v_2 il gas produce il lavoro

$$\left.\begin{aligned} L &= \int_{v_1}^{v_2} p\, d\, v = p_1\, v_1{}^x \int_{v_1}^{v_2} \frac{d\, v}{v^x} = p_1\, v_1{}^x \frac{1}{1-x}\,(v_2{}^{1-x} - v_1{}^{1-x}) = \\ &= \frac{1}{1-x}\, p_1\, v_1 \left\{\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{x-1} - 1\right\} = \frac{1}{1-x}\, R\, T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) = \\ &= \frac{R}{1-x}\,(T_2 - T_1) = \frac{1}{A}\;\frac{x-1}{1-x}\, c_v\,(T_2 - T_1). \end{aligned}\right\} \tag{25}$$

A tal lavoro corrisponde la quantità di calore:

$$\left.\begin{aligned} Q &= c_v\,(T_2 - T_1) + A\,L = c_v\,(T_2 - T_1) + \\ &+ \frac{x-1}{1-x}\, c_v\,(T_2 - T_1) = \lambda\,(T_2 - T_1) \end{aligned}\right\} \tag{26}$$

essendo

$$\lambda = \frac{k-x}{1-x}\, c_v \tag{27}$$

il valore di λ chiamasi *calore specifico della curva di trasformazione*.

La *curva politropica* diventa a volume cost. per $x = \infty$, a pressione cost. per $x = 0$, isotermica per $x = 1$, adiabatica per $x = k$.

Il diagramma del calore richiesto in una trasformazione da $v_1\, p_1\, T_1$ e $v_2\, p_2\, T_2$, avvenuta con legge $p = f(v)$, si può ottenere col processo Belpaire.

È noto:

$$d\,Q = \frac{c_v}{R}\,(v\, d\, p + k\, p\, d\, v) = \frac{p\, v\, c_v}{R}\left(\frac{d\, p}{p} + k\,\frac{d\, v}{v}\right)$$

cioè

$$\frac{d\,Q}{A\,T} = \frac{c_v}{A}\left(\frac{d\, p}{p} + k\,\frac{d\, v}{v}\right)$$

cioè

$$\int \frac{d\,Q}{A\,T} = \frac{c_v}{A} \log_e p\, v^k + \text{cost.} \tag{28}$$

Ora il primo termine è il peso termico; esso dipende da p e v, e si può determinare, noto in ogni istante lo stato del gas. Trascurando la costante, il peso termico è proporzionale all'espressione

$$P = \log_e p\, v^k. \tag{29}$$

Portando i valori di P come ascisse e le temperature assolute $\left(T=\frac{pv}{R}\right)$ come ordinate, si avrà una curva, detta da Zeuner *trasformata*. L' area racchiusa nella curva dalle ordinate estreme dà senz'altro la quantità di calore Q, in unità di lavoro, per ogni kg. di fluido; se si tien conto del costante fattore c_v/A si ha

$$\frac{c_v}{A}\int T\,dp=\int\frac{dQ}{A}=\frac{Q}{A}. \tag{30}$$

La curva dà una relazione fra Q, T ed i valori di p, v quali si hanno dal diagramma dato da un indicatore o teoricamente fissato. Se è chiuso il diagramma dell'indicatore sarà chiuso anche quello del calore. Una curva adiabatica è rappresentata da una parallela alle ordinate, una isotermica da una parallela alle ascisse. Il diagramma del calore per un ciclo di Carnot è rettangolare (figura 339).

$$EABF=Q_1 \quad ECDF=Q_2$$

$$ABDC=Q_1-Q_2.$$

Per un ciclo $CGBH$, posto

$$ECGBF=Q_1'$$

e

$$EGHBF=Q_2'$$

Fig. 339.

il coefficiente rispetto al ciclo di Carnot è

$$\eta=\frac{GGBH}{ABDC}=\frac{Q_1'-Q_2'}{Q_1-Q_2}. \tag{31}$$

Un tal diagramma offre importanti servigi nello studio delle motrici termiche.

Trasformazioni relative alle miscele dei gas. Indichisi con V il volume in mc. occupato da una miscela di gas costituita da G chilogrammi, alla pressione p, temperatura assoluta T e volume specifico V. Si tratti di due soli gas, il cui peso sia per uno G_1 per l'altro G_2, e corrispondentemente sieno c'_v, c''_v, c'_p, c''_p, i calori specifici a pressione e volume costante, i rapporti loro essendo k' e k''. L'equazione generale corrispondente alla 16 sarà:

$$dQ=G\left(\frac{c'_v G_1+c''_v G_2}{G_1+G_2}\right)+A\,p\,dV;$$

sarà quindi, per la miscela

$$c_v=\frac{c'_v G_1+c''_v G_2}{G_1+G_2};$$

analogamente

$$c_p=\frac{c'_p G_1+c''_p G_2}{G_1+G_2}$$

e

$$k=\frac{c_p}{c_v}=\frac{c'_p G_1+c''_p G_2}{c'_v G_1+c''_v G_2}.$$

Nel caso di una miscela di più gas

$$c_v = \frac{\Sigma (c_v G)}{\Sigma G}$$

$$c_p = \frac{\Sigma (c_p G)}{\Sigma G}$$

$$k = \frac{\Sigma (c_p G)}{\Sigma (c_v G)}$$

e le pressioni dei singoli gas

$$\frac{p'}{p} = \frac{G_1 R_1}{\Sigma (G R)} \qquad \frac{p''}{p} = \frac{G_{11} R_2}{\Sigma (G R)} \qquad \frac{p'''}{p} = \frac{G_{111} R_3}{\Sigma (G R)} \dots$$

Scarico dell'aria atmosferica da un vaso nell'atmosfera libera. Sia V_1 il volume del vaso non conduttore, nel quale trovasi all'inizio il peso G_1 di aria nelle condizioni p_1 T_1. Dopo qualche tempo dallo scarico si ha all'interno la temperatura T_x e la pressione p_x. Se G è il peso effluito, sarà il peso residuo $G_x = G_1 - G$.

$$G = G_1 \left[1 - \left(\frac{p_x}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \right]; \tag{32}$$

se T_2 è la temperatura esterna, la trasformazione essendo adiabatica, si ha

$$T_x = T_2 \left(\frac{p_x}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Se la quantità effluita si vuole misurare in mc., V sarà

$$V p_1 = G R T_2$$

ovvero

$$V_1 p_x = (G_1 - G) R T_x \qquad V_1 p = (G_1 - G) R T_2$$

e

$$G = G_1 \frac{p_1 - p}{p_1}$$

$$V = V_1 \frac{p_1 - p}{p}$$

come si sa $k = 1.4$; benche, per tale caso speciale, si ammetta d'ordinario $k = 1.40$.

Efflusso di un gas da una bocca semplice sotto costante pressione. Sia il vaso ripieno d'aria atmosferica alla pressione p_1 e volume specifico v_1; la pressione p_1 si ritiene costante, condizione praticamente soddisfatta se il vaso ha grande volume, la sezione d'uscita è piccola, e limitata è la durata dell'efflusso. Nella capacità di scarico si ha p_2, v_2; nella sezione F di efflusso si ha p, v; la temperatura della capacità di scarico si ammette eguale a quella del vaso. Se G è il peso di vapore in chg. al secondo effluito

$$G = F . w.$$

$$G = F \sqrt{\frac{2 g k}{k - 1} p_1 v_1 \left[1 - \frac{p}{p_1} \right]^{\frac{k-1}{k}}}. \tag{33}$$

Il termine sotto al radicale è eguale a w; si ammette al solito $p_a = p$; la formola si è desunta supponendo verificarsi una trasformazione adiabatica.

È questa la formula teorica; ora il valore effettivo G_e si ottiene moltiplicando G per un coefficiente μ

$$G_e = \mu G$$

essendo $\mu = \alpha \varphi$.

Dicesi $\mu =$ il coefficiente di efflusso;

Dicesi $\varphi =$ il coefficiente di riduzione della velocità ($w_e = \varphi w$);

Dicesi $\alpha =$ il coefficiente di contrazione ($F_e = \alpha F$).

Il valore di φ si esprime in funzione del coefficiente di resistenza ζ colla

$$\eta = \sqrt{\frac{1}{1 + \zeta}}.$$

Se si ammette che la variazione di stato all'uscita del gas dalla bocca di efflusso sia rappresentata da

$$p v^n = p_1 v_1{}^n,$$

si ha n in funzione di ζ colla

$$n = \frac{k(1 + \zeta)}{1 + k\zeta} \quad \text{donde} \quad \zeta = \frac{k - n}{k(n - 1)}.$$

La trasformazione che allora avviene è politropica.

Si avrà allora

$$G = \alpha F \sqrt{\frac{2gk}{k - 1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}. \tag{34}$$

La introduzione della temperatura T_1 dà luogo alla formula

$$G v_1 = \alpha F \sqrt{2g \cdot \frac{c_p T_1}{A} \left[\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}. \tag{35}$$

Ordinariamente colle varie bocche di efflusso n varia da 1.25 a 1.40, e, dato n, si potrà calcolare φ; quanto a φ esso varia da 0.80 a 0.90, onde si potrà calcolare il valore di α.

9 Vapori. — I vapori ponno essere saturi o surriscaldati. È saturo il vapore cui ad una ***data temperatura corrispondono pressione e densità determinate***, o in altre parole, ***per cui la pressione (tensione) e la densità sono soltanto funzioni della temperatura e indipendenti dal volume;*** si esprime tale proprietà col dire che un vapore ***è saturo ad una data temperatura se si trova in essa nelle condizioni di massima densità e massima tensione.*** Per un vapore a contatto col proprio liquido (e cioè saturo) a temperatura costante, non si può produrre, con una diminuzione di volume, un aumento di densità o di tensione.

Perciò se p, v, $\gamma = {}^1/_v$, t sono la pressione, il volume specifico, la densità, la temperatura in gradi centigradi d'un vapore saturo, sarà se-

paratamente

$$p = f(t) \quad \gamma = f_1(t). \tag{36}$$

Un vapore saturo può essere secco o umido; un vapore a contatto col proprio liquido è sempre saturo. In un vapore umido, o in una miscela di acqua e vapore secco, dicesi *titolo del vapore* il peso di vapor secco contenuto nell'unità di peso della miscela.

Se un vapore saturo secco è riscaldato ad una *temperatura maggiore di quel che corrisponde alla sua densità ed alla sua tensione* si ha il vapore *surriscaldato.* Al vapore surriscaldato *corrispondono perciò tensioni e densità minori di quelle che, a pari temperatura, sarebbero possedute dal vapor saturo.*

10. Vapori saturi: vapor d'acqua. — Le formole generali che indichiamo in appresso valgono pei vapori di qualunque liquido; i dati numerici si riferiscono al vapor acqueo saturo.

La relazione $p = f(t)$ per un vapore qualunque non è che il risultato di numerose esperienze, da cui sonosi desunte le formule empiriche. Si hanno al riguardo le formule di Joung, Dulong, Pambour, Regnault, ecc. Quest'ultima è la più usitata

$$\log p = a + b\,\alpha^{\tau} + c\,\beta^{\tau}$$

$$\tau = t - t_0$$

t è la temperatura; a, b, c, α, β, t_0 sono costanti. Noi, senza indicare queste costanti, raccogliamo nella tabella a pag. 374, sul vapore acqueo saturo, nelle prime due colonne i valori numerici delle relazioni fra p e t; la pressione è espressa in atmosferere (p_a) o in chilogrammi per centimetro quadrato, e la temperatura in centigradi.

Calore di vaporizzazione. Il calore totale necessario alla vaporizzazione di un kg. di liquido deve compiere, come a formola (7), tre lavori: l'uno destinato al semplice riscaldamento della massa fluida a t, cioè $q = AF$; l'altro a creare il lavoro interno $\varrho = AI$ detto *calore latente di vaporizzazione*, il terzo a creare il lavoro esterno. Ora, nel passaggio di 1 kg. di liquido, il cui volume specifico è σ, a quello di vapore il cui volume è s, l'aumento di volume sarà $s - \sigma = u$, quindi la terza parte di calore (trasformata in lavoro) è data da Apu. Sarà:

$$Q = q + \varrho + A p u. \tag{37}$$

Il valore totale di Q e i singoli valori sono dati da formole sperimentali. Così: $q = \int^{t} c\varrho\, dt$ essendo $c\varrho$ variabile con t: per l'acqua

$$q = t + 0.00002\,t^2 + 0.0000003\,t^3.$$

Basta al solito fare $q = t$.

Q, calorie totali di vaporizzazione: sono espresse per l'acqua dalla

$$Q = 606.5 + 0{,}305\,t \tag{38}$$

a partire da acqua alla temperatura dello zero:

r, calorie specifiche di vaporizzazione =

$$= Q - q - \varrho + A p u = 606.5 + 0.305\,t - [t + 0.0000\,t^2]. \tag{39}$$

Il *calore latente interno* ϱ si determina in modo indiretto; e pel vapor d'acqua anche colla $\varrho = 575.4 - 0.791\, t$, valevole per temperature fino a 200°

Il *volume specifico* s d'un vapore saturo secco, o la densità γ relativa, sono date dalla

$$u = s - \sigma \quad \text{e} \quad \gamma = \frac{1}{s} = \frac{1}{u + \sigma}. \tag{40}$$

Per acqua $\sigma = 0.001$.

La relazione sperimentale che lega *le pressioni* (*in atmosfere*) *ed i volumi specifici del vapore secco* è data da Zeuner colla

$$p\, s^{\mu} = \text{costante} \tag{41}$$

nella quale se per p ponesi p_a in atmosfere, si ha

$$\mu = 1.0646$$

e la costante è eguale a 1.7049; quindi

$$p_a\, s^{1.0646} = 1.7049 \tag{42}$$

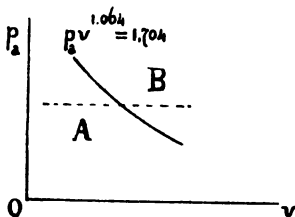



Fig. 340.

sostituendo a s il valore $^1/_\gamma$ si ha

$$\gamma = \alpha\, p_a^n$$

ove

$$\alpha = 0.6061 \quad \text{ed} \quad n = 0.9393;$$

cioè

$$\gamma = \frac{1}{s} = 0{,}6061 \,.\, p_a^{0,9393}. \tag{43}$$

Questa relazione dà la curva limite del valore saturo, come a fig. 340 (dove s è espresso col valor generico v dei volumi specifici). Essa segna il limite oltre il quale, crescendo di volume, il vapore cessa di essere saturo. Essa divide il campo della figura in due parti: in A (al di qua della curva) corrispondono i vapori saturi umidi; sulla curva i vapori saturi secchi; al di là, in B, i vapori surriscaldati.

Tabella sul vapor d'acqua saturo (Zeuner).

p_a atm.	t cent.	q cal.	ϱ cal.	Apu cal.	u mc. ($v = u + 0{,}001$)	$\gamma = \frac{1}{v}$ kg.
0.02	17.8	17 84	561.3	32.80	67.30	0.015
0.06	36 5	36.60	546.4	34.56	23.64	0.042
0.10	46.2	46.2	538.8	35.46	14.55	0.068
0.3	69.4	69.6	520.4	37.57	5.139	0.190
0.5	81.7	82.0	510.7	38.63	3.170	0.315
0.7	90.3	90.7	503.9	39.40	2.310	0.432
0.9	97.1	97.5	498.6	39.95	1.821	0.548
1.	100.0	100 5	496.3	40.21	1.649	0.605
1.2	105.2	105.7	492.2	40.62	1.390	0.719
1.4	109.6	110.3	488.6	40.99	1.201	0 831
1.6	113.6	114.4	485.5	41.31	0.059	0.942
1.8	117.3	118.1	482.6	41 60	0.948	1.053
2.	120.6	121.4	480.0	41.86	0.860	1.163
2.2	123.6	124.5	477.6	42.10	0.790	1.272
2.4	126.4	127.4	475.3	42.31	0.723	1.380
2.6	129.1	130.1	473.3	42.51	0.671	1.541
2.8	131.5	132.6	471.3	42.70	0.625	1.595
3.	133.9	134.9	469.4	42.87	0.586	1.702
3.2	136.1	137.2	467.7	43.04	0.552	1.808
3.4	138.2	139.4	466.0	43.26	0.521	1.914
3.6	140.2	141.4	464.4	43.34	0.494	2.020
3.8	142.1	143.4	462.9	43.41	0.469	2.125
4.	144.0	145.3	461.4	43.61	0.447	2.230
4.2	145.7	147.1	460.1	43.73	0.427	2.334
4.4	147.4	148.8	458.7	43.85	0.409	2.439
4.6	149.1	150.5	457.4	43.97	0.400	2.491
4.8	150.6	152.1	456 8	44.08	0.384	2.594
5.	152.2	153.7	454.9	44.19	0.362	2.750
5.2	153.7	155.2	453.8	44 29	0.349	2.853
5.4	155.1	156.7	452.6	44.39	0.337	2.956
5.6	156.5	158.1	451.5	44.48	0.325	3.058
5.8	157 9	159.5	450.5	44 57	0.315	3.161
6.	159.2	160.9	449.4	44.66	0.305	3.263
6.3	161.1	162.9	447.9	44.79	0.291	3.416
6.6	162.9	164.8	446.4	44.91	0.279	3.568
7.	165.3	167.2	444.6	45.07	0.264	3.771
7.5	168.1	170.1	442.3	45.25	0.247	4.023
8.	170 8	172.8	440 2	45.42	0.232	4.274
8.5	173 3	175.5	438.2	45.57	0.220	4.524
9.	177.7	178.0	436.3	45.72	0.208	4.774
9.5	178.0	180.4	434.5	45.86	0.198	5.022
10.	180.3	182.7	432.7	46.00	0.188	5.270
10.5	182.4	184.9	431.0	46.12	0.180	5.517
11.	184.5	187.1	429.4	46.24	0.172	5.763
11.5	186.4	189.1	427.8	46.36	0.165	6.009
12.	188.4	191.1	426.3	46.47	0.158	6.254
12.5	190.2	193.0	424.8	46.57	0.152	6.498
13.	192.0	194.9	423.4	46.67	0.147	6.742
13.5	193.8	196.7	422.0	46.77	0.142	6.985
14.	195.5	198.5	420.7	46.86	0.137	7.228

Il caso più generale, nelle applicazioni dei vapori saturi, corrisponde a quello di considerare *una miscela formata di vapore e del liquido corrispondente.*

Se un kg. d'acqua abbia subita l'azione del calore, e sia stato evaporato il peso x di essa, la miscela sarà formata di x kg. di vapore ed $(1 - x)$ kg. di acqua. *Il volume specifico* v della miscela è

$$v = (1 - x)\sigma + x s = \sigma + x(s - \sigma) = \sigma + x u. \qquad (44)$$

Ora, se ad una data pressione, p_a, risultasse $v = s$, sarebbe $x = 1$ ed il vapore saturo, ma secco; se fosse $v < s$ il vapore è saturo ma umido, e contiene

$$\frac{s - v}{s - \sigma} \text{ kg. d'acqua } (\sigma = 0.001).$$

Se $v > s$ il vapore è sovrariscaldato.

Quantità di calore per una trasformazione qualsiasi. Abbiasi una miscela di acqua e vapore il cui volume specifico è $v = \sigma + x u$, dove σ ritiensi costante, ed u è variabile con p e t. Per l'adduzione di calore sarà

$$dQ = A(dI + dF + dL);$$

ora

$$A(dI + dF) = dq + d(x\varrho)$$

e

$$dL = p \,.\, dv = p \,.\, d(xu).$$

quindi

$$dQ = dq + d(x\varrho) + Ap\,d(xu); \qquad (45)$$

da questa, sviluppato il differenziale, colle sostituzioni convenienti, ricavasi:

$$dQ = dq + d(xr) - \frac{xr}{T}\,dt. \qquad (46)$$

Questa equazione si scrive anche

1.ª
$$dQ = dq + T \,.\, d\left(\frac{xr}{T}\right). \qquad (47)$$

2.ª
$$Qd = (1 - x)c\,dt + r \,.\, dx + x h\,dt$$

essendo

$$h = c + \frac{dr}{dt} - \frac{r}{T};$$

c è il calore specifico alla pressione atmosferica.

Il lavoro di espansione di 1 kg. di miscela, per una trasformazione invertibile, è

$$dL = \frac{1}{A}[dQ - (dF + dI)]$$

cioè

$$A\,dL = T \,.\, d\left(\frac{xr}{T}\right) - d(xp).$$

Le equazioni esposte sono valide fra i limiti $x = 0$ ed $x = 1$.

11. Variazioni di stato dei vapori saturi (miscele di acqua e vapore). *Le variazioni di stato a pressione costante ed a temperatura costante* sono identiche, perchè la curva isotermica è parallela all'asse delle ascisse. Con p e t, sono pure costanti σ, u, q, ϱ, r.

Per le condizioni iniziali e finali:

$$v_1 = x_1 u + \sigma \qquad v_2 = x_2 u + \sigma.$$

Il lavoro della trasformazione è

$$L = p(v_2 - v_1) = pu(x_2 - x_1). \tag{48}$$

Il calore fornito per l'espansione di un kg. e

$$Q = q - x_1 \varrho - Apux_1 - (q - x_2 \varrho - Apux_2) = r(x_2 - x_1). \tag{49}$$

Con tali relazioni $v_2 . L, A$, ed il lavoro interno $^1/_A\, \varrho(x_2 - x_1)$ possono essere calcolati, dati x_2 e gli elementi che si riferiscono alle condizioni iniziali. Dato il rapporto di espansione

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} = \frac{x_1 u + \sigma}{x_2 u + \sigma}$$

si ha

$$x_2 = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)\frac{\sigma}{u} + \frac{1}{\varepsilon} . x_1 . \tag{49}$$

Variazioni di stato a volume costante. Rimanga costante il volume specifico della miscela, sarà:

$$x = x_1 u_1 + \sigma \qquad v = x_2 u_2 + \sigma$$

cioè

$$x_1 u_1 = x_2 u_2 .$$

Il calore da fornire ad un kg. per ottenere l'aumento di pressione, corrispondente ad un dato u_2, sarà:

$$Q = q_2 - q_1 + x_2 \varrho_2 - x_1 \varrho_1 = q_2 - q_1 + x_1 u_1 \left(\frac{\varrho_2}{u_2} - \frac{\varrho_1}{u_1}\right) \tag{50}$$

Il lavoro esterno è nullo.

Il tempo θ nel quale la pressione, in un vaso chiuso contenente P kg. di miscela, sale da p_1 e p_2, se Q_1 è la quantità di calore uniformemente fornita nell'unità di tempo, è $\theta = \dfrac{PQ}{Q_1}$.

Per una caldaia del volume V in mc. di cui vogliasi far salire la pressione, tolta l'alimentazione e la presa di vapore, ed in cui siano αV il volume di vapore ed $(1 - \alpha) V$ il volume d'acqua (da ritenersi costanti durante la trasformazione), se Q_0 è il numero di calorie trasmesse per mq. di superficie riscaldata F, ($Q_0 = 125 - 250$ calorie)

$$P = 1000(1 - \alpha) V, \; Q = FQ_0, \; \theta = 1000(1 - \alpha)\frac{V . Q}{F . Q_0}.$$

Il valore di Q deducesi dalla (50) essendo

$$x_1 = \frac{\alpha V}{P u_1} = 0{,}0001 \frac{\alpha}{1 - \alpha} \frac{1}{u_1}.$$

Variazione di stato ad x costante, cioè a costante titolo di vapore.

$$v_1 = x\,u_1 + \sigma$$

$$v_2 = x\,u_2 + \sigma$$

u_1 ed u_2, ed in genere u, sono funzioni di p date dalla relazione

$$\gamma = a\,p^\mu \quad \text{e quindi} \quad u = \frac{1}{\gamma} - \sigma = \frac{1}{a\,p^\mu} - \sigma$$

quindi

$$v = (1 - x)\,\sigma + \frac{x}{a\,p^\mu}$$

essendo

$$a = 0.606, \quad \mu = 0.9393. \tag{51}$$

Nel limite estremo $x = 1$, si ha ancora l'equazione della curva limite del vapore saturo ma secco, già indicata con $p\,v^{1.0646} = 1.0749$. Queste curve speciali a titolo costante sono parabole aventi per asintoti l'asse delle v, ed una parallela all'asse delle p, ad una distanza $(1 - x)\,\sigma$.

La quantità di calore necessario per una variazione di temperatura $d\,t$ è:

$$d\,Q = [(1 - x)\,c + x\,h]\,d\,t$$

ed

$$h = 0.305 - \frac{r}{T} \tag{52}$$

valore che nei limiti della tabella a pag. 374 è sempre negativo.

Perchè il titolo di un vapore resti costante nella espansione o nella compressione, necessita dargli calore mentre si espande e toglierne durante la compressione. L'inverso però si verifica se è x è $<$ di $\frac{c}{c - h}$, nel qual caso $d\,Q = 0$, e l'espansione sarebbe accompagnata da produzione di vapore, e la compressione da condensazione, quando non si aggiunga o si tolga calore.

$$\left.\begin{array}{l} \text{Il valore limite } x = \dfrac{c}{c - h} \text{ varia per } p = 0.5 - 8 \text{ atm.} \\ \qquad\qquad\qquad \text{fra} \quad x = 0.45 - 0.55, \end{array}\right\} \tag{53}$$

cioè tale condizione limite sarebbe data per una miscela formata circa da metà acqua e metà vapore. A questa condizione limite corrisponde $d\,Q = 0$, cioè una trasformazione adiabatica.

Variazione di stato adiabatica: $d\,Q = 0$. Nel caso di espansione, il lavoro esterno si compie in virtù del calore proprio della miscela.

L'equazione (47) pel caso attuale dà

$$0 = \frac{d\,q}{T} + d\,\frac{(x\,r)}{T} \quad \text{cioè} \quad \int \frac{d\,q}{T} + \int d\left(\frac{x\,r}{T}\right) = \text{costante}. \tag{54}$$

Se ponesi $a = \int^t \frac{d\,q}{T}$ e $b = \frac{r}{T}$, si ha la curva adiabatica in generale

$$a_1 + x_1\,b_1 = a_2 + x_2\,b_2 = \text{costante}.$$

Si ha pure

$$v_1 = \sigma + x_1 u_1 \quad v_2 = \sigma + x_2 u_2 . \tag{55}$$

Cavasi v_2 colla

$$v_2 = \sigma + x_2 u_2 = \sigma + \frac{a_1 + x_1 b_1 - a_2}{b_2} u_2 . \tag{56}$$

Cioè v_2 è espresso in funzione di p_2, poichè a_2, b_2, u_2 si determinano mediante p_2; si può così, per punti, costruire la curva adiabatica, poichè, dati p_1 e v_1, per un valore qualunque p si troverà il v_2 corrispondente. I valori di u_2,

$$\text{e di} \quad b_2 = \frac{r}{T} = \frac{\varrho + A p u}{273 + t_2}$$

si hanno dalla tabella; quello di a_2 dalla $a q = c\, d t$, e cioè dalla

$$a = 2.4318 \log. \frac{273 + t}{273} - 0.00021\, t . \tag{57}$$

Una espansione adiabatica in cui per x si superi il limite dato dalla (53), condizione ordinaria nelle motrici, trae seco sempre una condensazione di vapore, cioè l'x finale è minore dell'x iniziale.

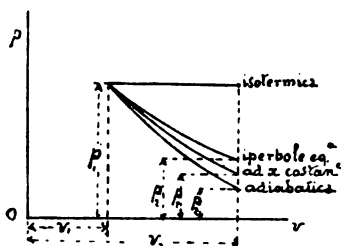
Fig. 341.

La rapida diminuzione di x per l'espansione, fa diminuire u più rapidamente che nella curva a titolo costante e quindi anche p. Vedi fig. 341.

Il lavoro sviluppato nell'espansione adiabatica prende la forma

$$L = -(F + I) = -U;$$

per

$$d U = d q + d(x p)$$

si ha, fra i limiti dati:

$$A L = (q_1 - q_2 + x_1 \varrho_1 - x_2 \varrho_2) \tag{58}$$

dove tutti gli elementi sono noti pei dati precedenti. (Le formole sono per kg. di acqua.)

Per trovare con una certa rapidità di lavoro corrispondente ad un dato rapporto di espansione $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$, si è rappresentata la curva adiabatica con una formola semplice (curva politropica)

$$p\, v^m = \text{costante}; \quad m = 1.035 + 0.1\, x . \tag{59}$$

Si possono in tal caso, per avere il lavoro sviluppato, usare le formole delle curve politrope pei gas perfetti sostituito m ad x (vedi pagina 368).

Il lavoro per una espansione adiabatica è, per ogni kg. di miscela:

$$L = \frac{p_1 v_1}{m - 1} \left[1 - \varepsilon^{(m-1)}\right] \tag{60}$$

e la pressione

$$p_2 = p_1\, \varepsilon^m .$$

Noto p_2 si trovano le grandezze che ne dipendono colla tabella dai vapori, quindi v_2 colla

$$v_2 = \sigma + x_2 u_2 \quad \text{ed} \quad x_2 = \frac{v_1/\varepsilon - \sigma}{u_2}.$$

Nel caso di compressione, il lavoro applicato al fluido va ad aumento del calore interno.

Si applicherebbero, poi le formule del lavoro delle curve politropiche se l'esponente fosse qualsiasi, determinato in base all'esperienza.

Tanto nel caso dei gas come dei vapori, le variazioni di stato nelle macchine non ponno avvenire con precisione nel modo indicato, per la notevole influenza delle pareti metalliche, il modo con cui si svolgono le fasi dei cicli reali, ecc., ecc. L'esperienza determina però, in ogni caso, l'esponente della curva politropica atta ad esprimere la dipendenza tra p e v.

Efflusso di vapore saturo umido sotto pressione costante. Se F è la sezione della bocca di efflusso, G la quantità di vapore che effluisce al secondo in chg., w la velocità si ha:

$$G = F \sqrt{\frac{2g \cdot m}{m - 1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{n}} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right]} \tag{61}$$

dove m è l'esponente della curva adiabatica del vapore, p_1 la pressione nel vaso alimentatore, p_2 quella nella capacità di scarico, v_1 il volume specifico iniziale, n l'esponente della curva politropica $p v^n =$ cost. secondo cui avviene la trasformazione nel passaggio.

Questa espressione può porsi anche sotto la forma

$$G = F \sqrt{2g \cdot \frac{m}{m - 1} \frac{p_1}{v_1} \left(\frac{n - 1}{n + 1}\right) \left(\frac{2}{n + 1}\right)^{\frac{n-1}{2}}}. \tag{62}$$

Se ζ è il coefficiente di resistenza per l'efflusso del vapore si ha

$$n = \frac{m(1 + \zeta)}{1 + m\zeta};$$

se si fa $\zeta = 0$ cioè $n = m = 1.35$ si ha

$$G = 1.9908 \, F \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \tag{63}$$

ove p_1 è chg. per mq.

Il valor di ζ è stato determinato però in 0.0105.

Si può anche aver ricorso alle seguenti formule approssimate di Napier.

$$G = F \sqrt{\frac{2g}{1 + \zeta} p_1 v_1 \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right) \frac{p_2}{p_1}} \quad \text{per} \quad \frac{p_2}{p_1} > \frac{1}{2} \tag{64}$$

e

$$G = F \frac{1}{2} \sqrt{\frac{2g}{1 + \zeta} p_1 v_1} \quad \text{per} \quad \frac{p_2}{p_1} < \frac{1}{2}. \tag{65}$$

Vapori surriscaldati. L'importanza acquisita in questi ultimi tempi dai vapori surriscaldati, nel funzionamento delle macchine a vapore, rende

necessario il prendere in esame le leggi che regolano le loro trasformazioni. Ci riferiremo, come è naturale, esclusivamente al vapor d'acqua. Notiamo che le formule che lo riflettono, o che dànno la rappresentazione algebrica dei risultati sperimentali, non presentano l'assoluta attendibilità di quelle dei vapori saturi. Nè si è data fin qui grande importanza all'uso di formule speciali pel vapore surriscaldato, sia perchè l'impiego di questo vapore era assai limitato, sia perchè ritiensi che il suo effetto, nei limiti del surriscaldamento pratico, sia quello di scemare le condensazioni durante l'ammissione nel cilindro delle macchine a vapore, riducendosi poi il vapore, con rapidità, allo stato di saturazione.

Oggi però l'uso del vapore surriscaldato si è fatto maggiore, e si è del pari elevato il limite del surriscaldamento.

La relazione sperimentale che lega fra di loro pressione, volume specifico e temperatura (p, v, T) pel vapor surriscaldato, ha forma analoga a quella dei gas, salvo l'aggiunta di un termine al secondo membro

$$p v = B T - R. \tag{66}$$

Il termine R ha l'espressione $C p^n$, talchè la relazione diventa

$$p v = B T - C p^n \tag{67}$$

ove

$$B = \frac{c_p}{A} m \tag{68}$$

essendo m pel vapor acqueo eguale a $^1/_4$, $c_p = 0.48$ calore specifico a pressione costante ed $A = \frac{1}{425}$. Si ha nel pari $n = \frac{1}{4}$.

Se p pressione del vapore è data in chg. per mq. e v è il volume specifico, si ha:

$$B = 50{,}933 \quad C = 192{,}50 \quad n = \frac{1}{4}.$$

Se la pressione è data in atmosfere

$$B = 0{,}0049287 \quad C = 0{,}187815 \quad n = \frac{1}{4}.$$

La formola ha il vantaggio che, se il grado di surriscaldamento è elevato, il primo termine assume un grande valore rispetto a $C p^n$ e perciò potendosi questo trascurare, l'equazione acquista forma simile a quella dei gas permanenti $p v = R T$.

Weyrauch dà, in un'altra forma, la equazione dello stato fisico dei vapori surriscaldati; e cioè

$$p (v - s) = R \tau \tag{69}$$

cioè

$$v = \frac{R}{p} \tau + s \tag{70}$$

in questa relazione, τ è la differenza in centigradi fra la temperatura del vapore surriscaldato e quello del vapor saturo alla stessa pressione p (v. tabella a pag. 374), v il volume specifico del vapore surriscaldato, s il

volume specifico del vapor saturo alla pressione p_t ed R una costante. Questa costante ha lo stesso valore di B nel caso precedente; cioè

$R =$ 0.0049, per p espresso in atmosfere

$R = 50.933$ " p " in chg. si mq.

Equazione generale del calore per vapori surriscaldati. Se si riprende l'equazione generale

$$p\,v = B\,T - R \tag{71}$$

e si differenzia, posti

$$\frac{dt}{dp} = x \quad \text{e} \quad \frac{dt}{dv} = y$$

si ha

$$B\,x = v + \frac{dR}{dp} \tag{72}$$

$$B\,y = p + \frac{dR}{dv} \tag{73}$$

e si ha ancora

$$(c_p - c_v)\,x\,y = A\,T \tag{74}$$

se c_r e c_p ed R sono costanti,

$$x = \frac{v}{B}\ y = \frac{p}{B} \tag{75}$$

e l'equazione generale della trasformazione diventa

$$d\,Q = c_v\,x\,d\,p + c_p\,y\,d\,v$$

$$\left.\begin{aligned} d\,Q &= c_v\left(d\,T + \frac{A\,T}{c_r\,x}\,d\,v\right) \\ d\,Q &= c_p\left(d\,T + \frac{A\,T}{c_r\,y}\,p\,p\right) \end{aligned}\right\} \tag{76}$$

le quali si presentano cioè nella stessa forma come le equazioni dei gas perfetti.

L'equazione generale può anche mettersi sotto la forma

$$d\,Q = A\,(d\,F + d\,I) + A\,p\;dv \tag{76bis}$$

e posto

$$A\,(d\,F + d\,J) = A\,d\,U \tag{77}$$

si ha anche

$$A\,d\,U = c_p\,d\,t - \frac{A\,T}{y}\,d\,p - A\,p\,d\,v\,;$$

perciò

$$A\,d\,U = c_v\,d\,t + A\,\frac{\left(R - p\,\dfrac{dR}{dp}\right)}{\left(\alpha + p\,\dfrac{dR}{dp}\right)}\,d\,v \tag{78}$$

per $R = 0$, come pei gas, si ha

$$A\,d\,U = c_r\,dt = (c_p - A\,B)\,d\,t \tag{79}$$

equazioni integrabili se R, c_r, c_p sono noti in fuzione di p e v.

Il termine $A\,U = J$ integrato rappresenta quello che si è chiamato il calore totale di vaporizzazione. Questo calor totale sta col calor totale di vaporizzazione λ quale si deduce dalla formula di Regnault nella relazione

$$\lambda = I + A\,p\,(v - \sigma_0), \tag{80}$$

se si considera che il peso unitario di fluido a volume σ_0, alla temperatura di 0°, sotto la pressione p_0, viene dapprima portato a vapore alla pressione p, quindi a pressione p costante viene portato a vapore surriscaldato alla temperatura t con volume specifico v, condizione di fatto che corrisponde alla produzione del vapore surriscaldato.

Se in tale equazione ponesi la legge di stato dei vapori surriscaldati $p\,v = B\,T - R$, e si sostituisce $d\,I$ con $A\,d\,U$, si ottiene, differenziando,

$$d\lambda = A\,d\,U + A\,B\,d\,t - A\,d\,R - A\,\sigma_0\,d\,p. \tag{81}$$

Onde si potrà ottenere λ introducendo per ogni vapore i valori relativi.

Nel caso speciale del vapor acqueo surriscaldato da t' a t le calorie totali di vaporizzazione, partendo da acqua a 0°, sono espresse con

$$606.5 + 0.305\,t' + 0.48\,(t - t').$$

Nel caso del vapor acqueo si ritiene R come una sola funzione di p; come pure si ritiene costante il calore specifico c_p.

L'equazione fondamentale desunta dalla (74) poste le varie condizioni, può scriversi

$$c_r\,x = c_p\,x - A\,v - A\,C\,p^{n-1} \tag{82}$$

$$B_x = v + C_n\,p^{n-1} \tag{83}$$

$$c_r\,x = \left(\frac{1 - m}{m}\right) A\,v + \left(\frac{n - m}{m}\right) C\,A\,p^{n-1} \tag{84}$$

$$c_p\,y = \frac{A\,p}{m} \tag{85}$$

essendo pel vapor acqueo

$$m = n = \frac{k - 1}{k}. \tag{86}$$

Donde derivano le equazioni finali

$$\left.\begin{aligned} d\,Q &= \frac{A}{k - 1}\,(v\,d\,p + k\,p\,d\,v) \\ d\,Q &= c_v\left[d\,T + (k - 1)\,T\,\frac{d\,v}{v}\right] \\ d\,Q &= c_p\left(d\,T - \frac{k - 1}{k}\,T\,\frac{d\,p}{p}\right) \end{aligned}\right\} \tag{87}$$

relazioni, come già vedemmo, analoghe a quelle dei gas.

La differenza sta in ciò che il calor specifico a volume costante c_v è una quantità variabile, e perciò la costante k non può essere come pei gas sostituita dal rapporto $\frac{c_p}{c_v}$.

Il valore di c_v si può desumere da

$$c_p - c_v = \frac{A B}{1 - (1 - n) \frac{C p^n}{B T}} \qquad (88)$$

la quale dice che, col crescere della temperatura T, cioè del surriscaldo, la differenza $c_p - c_v$ si avvicina ad $A B$. Il valore limite è

$$c_p - c_v = 0.12 \quad \text{e poichè} \quad c_p = 0.48$$

si ha

$$c_v = 0.36 \qquad \frac{c_p}{c_v} = 1.33.$$

In genere però la variazione di c_v è limitata, ed il rapporto $\frac{c_p}{c_v}$ può ritenersi oscillare fra 1.33—1.39.

CAPITOLO X.

MACCHINE A VAPORE

I GENERATORI DI VAPORE

§ I

Generalità sulle caldaie. Loro classificazione.

1. Generatori di vapore. Superficie di riscaldo. — Il ciclo di una motrice a vapore si svolge in distinte capacità, di cui prima, in ordine al succedersi delle operazioni, è il *generatore di vapore*.

Un generatore deve rispondere allo scopo *di trasformare in un dato tempo e colla maggior economia una certa quantità di acqua in vapore saturo alla voluta pressione e temperatura*. La quantità di vapore prodotto per unità di tempo dà la *potenza vaporizzatrice della caldaia*.

Perciò un generatore (che è al solito costituito da uno o più recipienti metallici, d'ordinario cilindrici) racchiude un volume d'acqua, mantenutovi costante o quasi da una pompa di alimentazione; il vapore generato, che, se il livello è costante, è in peso eguale a quello dell'acqua introdotta, viene fornito alla motrice. Il calore necessario allo scopo è ceduto all'acqua, per conducibilità delle pareti in metallo, dai gas caldi della combustione svoltasi nel focolare, circolanti in condotti o canali a contatto con quelle. Avvenuta la cessione di calore fino a dato limite, i prodotti della combustione (la cui temperatura è andata gradualmente decrescendo) sfuggono liberamente nell'atmosfera dalla bocca di un camino. È questo il processo generale della trasmissione di calore nelle caldaie; esso dà luogo a distinguere in esse tre parti speciali: il *focolare* — il *generatore metallico* — i *condotti del fumo ed il camino*.

L'impianto d'una caldaia riposa sul dato della quantità di vapore che vuolsi ottenere nell'unità di tempo (all'ora), la qual dipende dall'entità ed efficacia della superficie di trasmissione del calore fra l'acqua ed i gas combusti. Dicesi *superficie riscaldata la porzione di parete della caldaia che sta a contatto, da un lato coi prodotti della combustione, dall'altro coll'acqua*. Il coefficiente di trasmissione discende ad un valore minimo per le pareti che sieno all'interno in contatto col vapore; scema allora la potenza vaporizzante, e si concentra con pericolo il calore sulle pareti

metalliche se i prodotti della combustione sono assai caldi. La linea più alta nella caldaia, lambita dai prodotti della combustione, sta perciò al di sotto del livello d'acqua almeno di 10 c/m. Se, come talvolta si pratica, i prodotti della combustione, già discesi a bassa temperatura, sono portati a contatto colle pareti della caldaia toccate dal vapore, ciò è fatto solo allo scopo, non sempre raggiunto, di renderlo più secco o di surriscaldarlo.

La potenza vaporizzatrice specifica della superficie di riscaldo viene favorita dalla natura metallica delle pareti che, pure atte a resistere alle alte pressioni, con uno spessore limitato favorevole al passaggio di calore, hanno per questo un elevato coefficiente di trasmissione; è aumentata dal rimuovere le incrostazioni interne che abbassano in grande misura il detto coefficiente e dall'ottenere una attiva circolazione dell'acqua sulle pareti riscaldate.

La quantità di calore che passa traverso la parete d'una caldaia cresce colla differenza $(t_1 - t_2)$ fra la temperatura dei fluidi trovantisi all'esterno ed all'interno di essa; vi è quindi luogo a considerare la parte di superficie che risente l'azione diretta della fiamma, detta *superficie di riscaldo diretta*, e per cui è massima la differenza $t_1 - t_2$ (cioè $t_1 = 1400°$, e t_2, per 10 atm., $= 180°$) e massima quindi anche la potenza vaporizzante. La quale, nel resto delle superficie di riscaldo che chiamasi *indiretta*, va gradualmente diminuendo col diminuire della differenza $t_1 - t_2$.

L'azione del calore si manifesta in modo alquanto diverso sulle due superfici; la diretta è riscaldata per contatto ed irradiazione del focolare, l'indiretta per contatto dei gas caldi e per irradiazione delle pareti di muratura che inviluppano il generatore verso l'interno. La pratica tuttavia non distingue la potenza vaporizzante delle due specie di superficie, ma fornisce coll'esperienza il dato di una *media produzione* di vapore rispetto alla superficie totale. Questa media produzione sarebbe tanto minore quanto più grande è la superficie di riscaldo totale, rispetto alla quantità dei prodotti di combustione svoltisi; però, l'attitudine che così si possiede, derivata spesso da un maggior sviluppo dei condotti del fumo, per sottrarre maggior quantità di calore ai prodotti della combustione, rende l'esercizio più economico.

L'attitudine d'una caldaia a dare una maggior produzione di vapore col rendere più energica la combustione riposa sull'aumento di potere evaporante, non della superficie diretta (per cui non mutandosi la temperatura di combustione non muta la differenza $(t_1 - t_2)$, ma della superficie indiretta, poichè, ad un maggior sviluppo in peso dei prodotti di combustione, corrisponderà un meno rapido raffreddamento dei medesimi lungo i condotti, quindi uno scarico al camino a temperatura più alta: con combustione attiva si mantiene quindi più alta dell'ordinario la differenza $t_1 - t_2$ sulla superficie indiretta; ma, la maggior produzione di vapore è in tal caso accompagnata da maggior perdita di calore per il camino.

2. Capacità d'acqua e di vapore. — Se V_a è la *capacità d'acqua* d'una caldaia, e V_v la *capacità di vapore*, la capacità totale interna

sarà

$$V_t = V_a + V_r.$$

Nell'cserzizio d'una caldaia ha speciale importanza il rapporto $\frac{V_a}{V_r}$.

I grandi volumi volumi d'acqua rendono meno sensibili le variazioni di temperatura e di pressione nelle caldaie, che sieno provocate da alimentazioni irregolari d'acqua e da sottrazioni irregolari di vapore. Infatti, la quantità di calore Q_a che occorre a riscaldare l'acqua da t_0 a t (a volume costante) è data da

$$Q_a = V_a \gamma_a c (t - t_0)$$

ove $\gamma_a = 1000$ kg. e $c = 1$. La quantità di calore raccoltasi invece nella massa di vapore è

$$Q_v = V_r \gamma_v [c (t - t_0) + r]$$

ove $c = 1$. Pel piccolo valore di γ_v la quantità Q_c è molto minore di Q_a; se fosse

$$V = {}^2/_3 V_t \text{ e } V_v = {}^1/_3 V_t \text{ sarebbe } Q_v = {}^1/_{180} Q_a.$$

In una caldaia a grande volume d'acqua gli aumenti di pressione si ottengono quindi con grande lentezza. Inversamente, se la massa d'acqua si raffredda, il calore che essa cede è causa di ulteriore produzione di vapore e quindi di un lento abbassarsi della pressione. Il volume d'acqua è quindi un mezzo assai proprio per regolare l'andamento d'una caldaia. Si può conchiudere "*che le grandi capacità d'acqua sono da impiegare se il consumo di vapore è variabile, e se si richieggono, per intervalli di tempo intermittenti, grandi quantità di vapore. Per contro, si impiegheranno i piccoli volumi d'acqua se occorre raggiungere sollecitamente le pressioni volute*".

Infine, poichè al cessare del lavoro, il calore viene ceduto per irradiazione "*sarà conveniente che il volume d'acqua sia tanto più piccolo quanto più frequenti e lunghe sono le interruzioni di lavoro*".

Dicesi *profondità media d'acqua* l'altezza media che si ottiene riducendo ogni tipo di caldaia alla semplice forma cilindrica d'egual diametro con egual superficie di riscaldo.

Una grande *capacità di vapore* non esercita ufficio regolatore; essa ha soltanto lo scopo di fornire vapore secco, col porre la valvola di presa ad una certa distanza dal livello del liquido. Ma poichè una presa di vapore immediata provoca evaporazioni violente ed umide, *converrà che la capacità di vapore sia tanto maggiore, quanto più le prese ne sono improvvise ed abbondanti; e tanto minore, quanto più la presa sia regolare ed uniforme.*

La alimentazione irregolare d'acqua di una caldaia provoca oscillazioni nel livello del liquido. Lo spazio compreso fra i due livelli massimo e minimo dicesi *spazio di alimentazione.* Poichè la temperatura dell'acqua di alimentazione è sempre inferiore a quella della caldaia, anche *lo spazio di alimentazione esercita sull'andamento della caldaia un effetto regolatore.*

3. Classificazione delle caldaie. — La grandezza relativa della capacità d'acqua e di vapore, o meglio della quantità d'acqua in caldaia rispetto alla superficie di riscaldo serve di base alla classificazione dei generatori; ed i criterii cui tale classificazione si inspira l'hanno fatta generalmente adottare. La natura e la posizione del focolare offrono allo scopo criterii meno precisi. Ma le differenze costruttive che ne risultano non ponno essere trascurate.

Noi dividiamo le caldaie nel seguente modo:

I. *Caldaie a grande capacità d'acqua*

II. „ *a media* „ „

III. „ *a limitata* „ „

suddividendole, a seconda che posseggano un *focolare esterno od interno* alla capacità cilindrica della caldaia. Nei tre gruppi suaccennati intendiamo raccogliere semplicemente le *caldaie fisse;* sono fuor del campo della presente opera le caldaie *locomobili, da locomotiva,* e di *marina.*

§ 2.

Focolari delle caldaie.

4. Focolari in genere. — Il breve studio che ora imprendiamo si limita ai focolari per combustibili solidi, quasi esclusivamente in uso nelle caldaie: esso suppone noti i principii della tecnologia del calore relativi alla combustione.

Un focolare costituisce la parte più interessante in un impianto di caldaia a vapore. Qualunque sia il tipo del generatore, *purchè il combustibile sia bruciato nel focolare in modo completo, la caldaia sia riparata contro i disperdimenti esterni ed i prodotti della combustione abbandonino la caldaia nelle stesse condizioni di temperatura, il chilogrammo di combustibile bruciato avrà sempre prodotta la medesima quantità di vapore.*

Questa osservazione preliminare dimostra l'*equivalenza* fra i vari tipi di caldaie; non deve essere però presa in significato assoluto: all'atto pratico, e nelle diverse condizioni di impianto e d'esercizio d'un'industria, una disposizione di generatore potrà essere preferibile ad un'altra; ma ciò non toglie di assodare fin d'ora che ogni progresso inerente all'economia di combustibile nell'esercizio di un generatore, dipende quasi esclusivamente dall'ottenere nel focolare una combustione perfetta, dappoichè, per ciò che riflette i diversi tipi di generatori in base alla legge suddetta — purchè avvenga la stessa sottrazione di calore, e sieno eguali i disperdimenti — sussiste l'*equivalenza.*

L'attitudine d'un focolare ad un proprio sviluppo di calore dipende dai seguenti elementi: 1.° *la natura del combustibile;* 2.° *la costruzione del focolare;* 3.° *la condotta del fuoco.*

Noi non tratteremo dei combustibili, pei quali rimandiamo alle pregiate pubblicazioni che se ne occupano diffusamente; i manuali dànno del resto l'indicazione dei poteri calorifici, delle temperature di combustione, dei volumi d'aria in essa richiesti, ecc., ecc.

In maggior grado, per l'indole di qnesto lavoro, ci interessa di esaminare la costruzione dei focolari per combustibili solidi e la condotta del fuoco.

Un focolare da caldaia consta, in genere, di una capacità divisa in due parti, — il *ceneraio* e la *camera di combustione* — da una graticola, su cui si carica lo strato di combustibile. I focolai da caldaia hanno nome di focolari *interni ed esterni.*

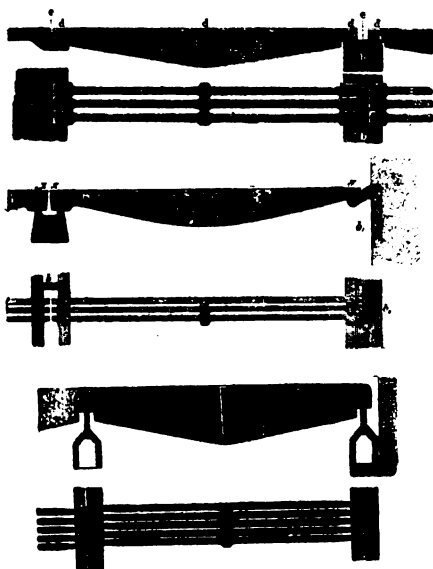
Dicesi *interno* il focolare le cui pareti sono formate dal corpo cilindrico stesso della caldaia bagnato dall'acqua, parte delle quali costituiscono la *superficie di riscaldo diretta; esterno*, per contrario, se la parete della camera di combustione è, in tutto od in gran parte, formata da materiale refrattario e fuori del generatore.

5. Graticola piana. — Una *graticola* comune costituisce una superficie piana formata da barre a regolari intervalli, orizzontali o leggermente inclinate ($1/6 \sim 1/8$). Essa deve distribuire l'aria uniformemente al combustibile; le sue aperture libere devono presentare la massima ampiezza e guidar l'aria in direzione costante.

Fig. 342[1·2·3].

Il rapporto fra la superficie libera e la totale, dipende dalla natura del combustibile. Se questo non produce scorie, *la ampiezza minima degli spazii liberi fra le sbarre* dipende solo dalle dimensioni dei singoli pezzi, perchè il combustibile non cada sul ceneraio. Lo spessore delle sbarre è però legato alla lunghezza loro perchè esse non si contorcano, alla temperatura di combustione ed alla qualità del combustibile. Lo spessore delle sbarre forma la *superficie morta della graticola;* essa impedisce il passaggio d'aria e raffredda il combustibile che vi appoggia. Converrà quindi sia minima, e sarebbe certo desiderabile che il combustibile potesse riposare su sbarre assai sottili o terminate a spigolo vivo, perchè l'area della graticola potesse funzionare come interamente libera.

Le graticole piccolissime si fanno in ghisa d'un sol pezzo, le medie e grandi sono formate con sbarre in ghisa comune od indurita, talvolta con getti di miscele speciali od in ferro.

La fig. 342[1·2·3] dà *le forme comuni di sbarre in ghisa;* esse riposano su sostegni metallici alle loro estremità, e nel mezzo, se la graticola è tanto ampia che non basti una sola sbarra della lunghezza ordinaria (0.60 ~ 0.9). La sezione loro decresce dall'alto al basso di circa 3 a 6 mm.

La dilatazione ne è libera in ogni senso, con un agio che varia da $^1/_{25} \sim ^1/_{50}$ della lunghezza. Ad impedire che le scorie si oppongano alla libera dilatazione, l'appoggio delle sbarre è fatto con piani inclinati come a fi-

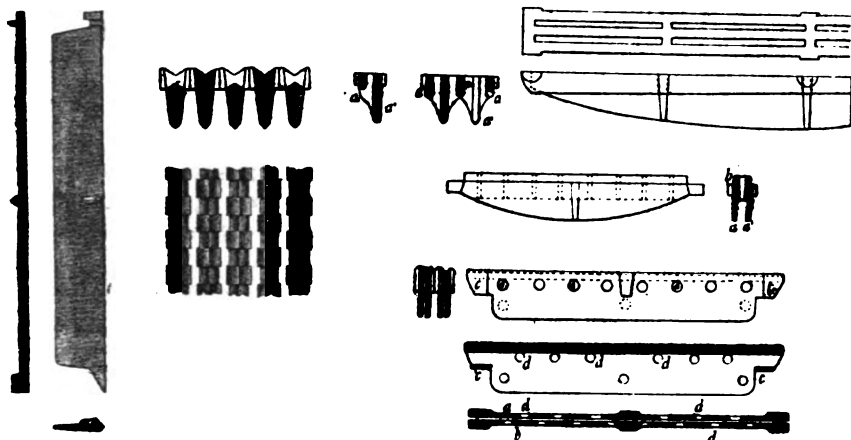



Fig. 343[1 · 2]. Fig. 344.

gura 342[2]. L'appoggio traversale intermedio prende forma atta a non impedire l'accesso dell'aria.

La graticola Mehl (fig. 342[3]) offre sulle precedenti il vantaggio di lasciar libera in ogni senso la dilatazione e di formare colle successive serie di sbarre una superficie non interrotta.

A rendere più ampia la superficie libera si costruiscono talvolta le sbarre a spigolo vivo (fig. 343[1 · 2]). La 343[1] abbandona la forma del solido di eguale resistenza per offrire la maggior possibile superficie di raffreddamento. La condizione della resistenza è infatti di importanza affatto secondaria per la entità limitata del carico. Spesso si aumenta la superficie con striature lungo le pareti verticali.

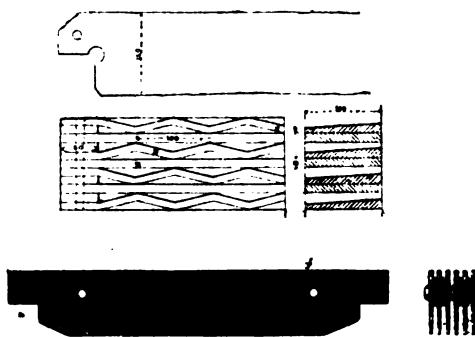



Fig. 345[1 · 2].

Altre forme di sbarre da griglia con grande superficie di raffreddamento, sono indicate colle fig. 344.

Le graticole in ferro sono costituite da verghe laminate a sezione trapezia congiunte in un certo numero con chiodatura e spessori intermedi come a fig. 345[2]. La fig. 345[1] dà la griglia in ferro di costruzione Belleville.

Sonosi ideate sbarre di griglia piana di forme diverse; ma di queste diremo in appresso.

Le dimensioni generali d'una graticola e delle sbarre sono date come appresso:

Altezza graticola al suolo 0.70–0.80.

Fig. 342, 343. Lo spessore delle sbarre di costruzione normale è per combustibili comuni (grassi) superiormente $\delta = 00 - 10$ mm. = di sotto 15–8. Vuoto fra le sbarre da 6 ~ 10 mm. secondo il combustibile più o meno minuto. Lunghezza della sbarra $l = 50\delta$. Altezza mass. $h = 30 + 0.1\,l$ e non minore di 75 mm.

Fig. 344. Per combustibili non grassi, non producenti scorie fluide (notazioni precedenti) $l = 800$ mm. $\delta = 8 \sim 10$ (sopra) 5 ~ 7 (sotto), h (della nervatura centrale) = 30 mm. + 0.1 l; per le laterali $h = 35 + l : 30$.

Fig. 342[2]. Sbarre molto ben a tratti numerosi $l = 275 - 325$ $\delta = 6$ mm. (sopra 4 sotto) $h > 75 \sim 150$.

Fig. 345[1, 2]. Graticola in ferro: spessore da 5 ~ 10 mm. (del resto dimensioni come a fig. 342). Per la Belleville, vedi figura.

6. Nuove griglie per focolari. — Si sono in questi ultimi tempi ideate forme diverse di sbarre da griglia piane, orizzontali od inclinate. Tuttavia esse non hanno trovato gran favore nelle officine rispetto alle griglie liscie comuni, e si ritiene dai più che non sia possibile, colla semplice modificazione della griglia, sperare una apprezzabile economia di combustibile. Più interessante problema, per quanto riflette le griglie comuni, è quello della durata e della loro resistenza all'azione del fuoco. È certo che la griglia presenta una durata maggiore quanto più è dura la superficie della medesima a diretto contatto del fuoco. Tale durezza è ottenuta con composizioni speciali, tra cui hanno preferenza quelle che danno un prodotto analogo alla ghisa bianca. Quanto alla deformazione delle griglie si è cercato correggerla aumentandone l'altezza.

Ai nostri giorni si è di studiato anche di aumentare la resistenza al fuoco, l'attitudine al raffreddamento e la sicurezza contro le deformazioni, senza aumentare il peso, mediante forma conveniente delle sbarre che costituiscono la griglia. Appartengono a questo ordine di idee le griglie diagonali. Alcuni tipi contengono nella fusione grandi quantità di ferro ed acciaio, il che le rende proprie a resistere al fuoco ed alle deformazioni per flessione. Devesi però affermare che queste diverse forme di griglie non presentano sensibili vantaggi di petto ad una griglia semplice, ben proporzionata, la divisione dell'aria sul combustibile non avvenendo d'ordinario in modo che possa dirsi veramente più perfetta. In generale, nel disegnare una forma di griglia nuova, si dà troppa importanza alla superficie totale, se si pensa che sull'altare e negli altri condotti, prima del camino, il fumo incontra sezioni che sono perfino soltanto di $^1/_8$ ad $^1/_{10}$ della superficie totale della griglia.

La disposizione più comune delle griglie nuove si può desumere dalla griglia semplice dritta, nella quale sono trasversalmente intagliate alla parte superiore delle scanalature; naturalmente lo spessore della griglia nelle parti scanalate si allarga e presenta profilo o quadrato, o esagonale o ottagonale (fig. 346).

A queste forme si è aggiunta quella della griglia a *circolazione* nella quale le singole teste, separate dalle scanalature trasversali, hanno

forma circolare, prolungantisi al disotto in una superficie cilindrica. Questa superfice cilindrica è provvista di scanalature elicoidali sul centro, per modo che l'aria che entra dal disotto seguendo il profilo ad elice assume del pari un moto a vortice. Ma è poco esatto che questo moto elicoidale sia realmente ottenuto, nè vi si vedrebbe in pratica un gran vantaggio, per rispetto al raffreddamento delle parti superiori della griglia. La disposizione non è d'altra parte vantaggiosa pei carboni minuti, in quanto tra i fusti cilindrici che formano il piano della griglia, esistono

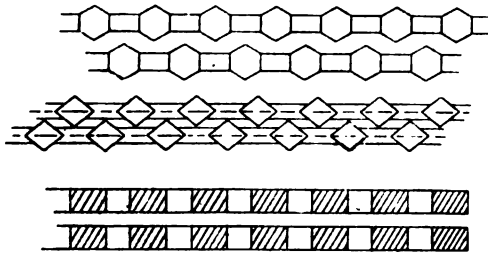



Fig. 346.

spazi troppo ampi. Ha però tale forma il vantaggio che non presenta spigoli, per il che la durata ne riesce maggiore.

Una nuova forma di griglia, che sembra assai conveniente, è la griglia a croce, quale è rappresentata nella fig. 347; essa indica due porzioni di sbarre da griglia aderenti, le cui parti si innestano l'una nell'altra.

La griglia *Ludwig* è rappresentata nella fig. 348, che viene dal costruttore fusa in materiale molto resistente al fuoco, e che infatti per

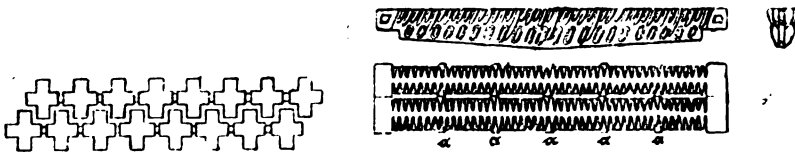



Fig. 347. Fig. 348.

tale riguardo ha dato buonissimi risultati. I singoli elementi o sbarre costituenti la griglia sono a contatto l'uno coll'altro soltanto in cinque punti laterali *a a a*..., per modo che, nel resto della lunghezza, per ciascuna griglia si trovano delle fessure libere longitudinali di 6 mm. circa; ciò impedisce, che, pel calore, la griglia stessa sia soggetta a deviazioni laterali. La griglia ha anche il vantaggio che un sol modello basta a comporla.

Tutte le griglie fin qui specificate vanno incontro al grave inconveniente, che, quando la superficie superiore si sia bruciata, anche per piccola profondità, il resto della griglia diviene inutile e costituisce un materiale sprecato. Questo inconveniente viene in parte eliminato colle griglie a sezione triangolare provvista di nervature, che si dispongono nel focolare come lo griglie comuni; quando uno dei lati del triangolo si

è logorato, la griglia viene rivoltata sul secondo lato, e successivamente sul terzo. Così il materiale è utilizzato due volte più che nelle altre griglie.

Una delle forme di griglie più convenienti, che raccoglie in sè molti vantaggi degli altri tipi è la griglia detta ad ***armatura***, rappresentata nella fig. 349, costituita da un fusto longitudinale di materiale duro alla parte superiore, interrotto da scanalature trasversali e da due costole lunghe chiodate lateralmente.

Per concludere su ciò che si riferisce alle novità sulle griglie, ricordiamo la recente forma della griglia Hartung; la barra di griglia

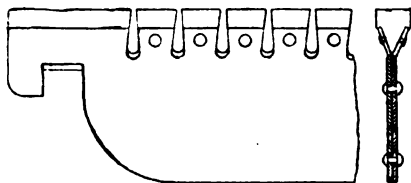



Fig. 349.

è composta di piccoli elementi riuniti da lamiere chiodate fra loro; queste lamiere sono ondulate, e nelle loro ondulazioni si inseriscono appunto gli elementi di metallo duro costituenti la griglia. A tale sistema è assicurato non solo il facile scolo delle scorie, ma ancora il libero passaggio

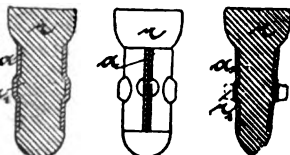



Fig. 350. Fig. 351.

dell'aria. Queste lamine ondulate sono appunto disposte per modo da non recare ingombro al passaggio d'aria e presentare nello stesso tempo una resistenza bastevole alle deformazioni; possono le griglie così ottenute addattarsi facilmente a diverse lunghezze di sbarre. Basta avere per queste le teste di ghisa bianca od acciaio da potervisi applicare. I nuclei di una sbarra possono anche essere collocati per modo da inserirvi, nel caso delle ondulazioni della sbarra, le griglie aderenti. La griglia è tenuta insieme con chiodatura. Ai nuclei sono date forme circolari, rettangolari, esagonali o a rombo; quest'ultima forma è la preferita.

La disposizione di tali griglie, a rombi inseriti uno appresso all'altro, è indicata nelle fig. 350, 351; *a a* rappresentano le lamine ondulate di chiusura, esse includono nelle loro ondulazioni i nuclei di griglia *z z*; r_1 r_1 sono perni che si incastrano entro incavi appositamente preparati nelle lastre ondulate, in modo da tenere in posto esatto i nuclei.

Si dà una maggiore resistenza alla griglia se le lastre (fig. 352, 353) ondulate si dispongono oblique una sull'altra. Le lastre stesse allora sono a contatto soltanto al loro punto inferiore, ed offrono una maggiore resistenza alla ripiegatura laterale.

La griglia *Frye e C.* è costituita da un corpo cavo della forma rappresentata nella fig. 354; le due metà della sbarra di griglie sono collegate l'una all'altra col mezzo di chiodi. Le teste sono temperate a conchiglia. Il canale interno della griglia è fatto in modo da permettere il passaggio d'aria, che raffredda la griglia, la riscalda a sua volta a spese

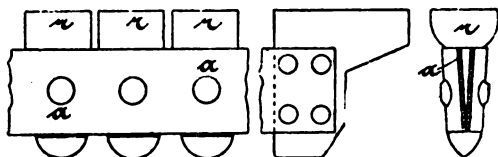



Fig. 352. Fig. 353.

di questa, e viene fatta penetrare calda al di là dell'altare, formando così come una specie di focolare fumivoro. Il che è rappresentato nella fig. 355, applicato ad una caldaia Cornovaglia.

La durata d'una griglia è un elemento assai variabile, e può infatti oscillare fra 8 giorni a 15 anni. Ma sono questi limiti estremi che corrispondono a condizioni eccezionali di servizio. Per riguardo alla durata delle griglie si hanno alcuni dati di Braunhuber. Egli concluderebbe, come valore massimo delle griglie buone, alla durata per un periodo di tempo

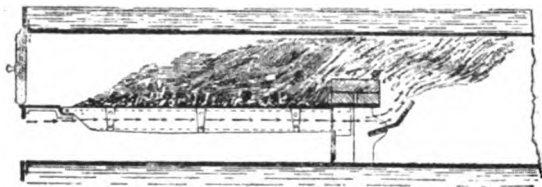



Fig. 354. Fig. 355.

che corrisponde al consumo sulla griglia medesima di circa 600 tonnellate di carbone buono.

In ogni caso deve essere notato che la intensità del tiraggio ha un considerevole influsso sulla durata delle griglie, e, in generale, con tiraggio forte, la durata delle griglie risulta maggiore che non con un tiraggio limitato. Il fondamento di tale fenomeno sta in ciò che, con forte tiraggio, viene a contatto colla griglia, nell'unità di tempo, una maggiore quantità di aria pel raffreddamento, e l'azione del fuoco rovente riesce meno viva sulla griglia che non con un tiraggio limitato, tendendo a portarsi tale azione verso l'alto.

Una grande influenza sulla durata delle griglie ha sopratutto la produzione della scoria. Se la scoria che si produce è facilmente fusibile

e fluida, essa passa facilmente attraverso la scanalatura della griglia, scorre sulle pareti di questa, ed evitandone il contatto, la arrossa e la fonde.

Altra circostanza che influisce sulla durata è la condotta del focolare e il trattamento della griglia. È cosa conveniente che il fuoco sia trattato per modo, che possa giacere sulla griglia uno strato di scorie dure non fusibili, che sia in pezzi sciolti e non colanti, in modo da non evitare il passaggio d'aria, e ciò allo scopo di costituire con questo strato un prolungamento della griglia verso l'alto, impedendo il diretto contatto del fuoco colla superficie superiore della griglia medesima. Questo strato non deve essere toccato coi ferri che assestano il fuoco, e solo i suoi blocchi si tolgono quando si rinnova la carica di combustibile.

Dappoichè le scorie fluide sono dannose alla conservazione delle griglie, è conveniente che sotto le griglie, nel ceneraio, si trovi uno strato d'acqua; il vapore che da questo si solleva raffredda la griglia, e nello stesso tempo lo strato di scorie fluide, fa sì che questo si solidifichi e si distacchi, non impedendo perciò, se non in lieve misura, il passaggio dell'aria. Se la quantità di tali scorie è troppo grande, si potrà con vantaggio iniettare sotto la griglia del vapore di scarico. È noto che il vapore iniettato in quantità conveniente sotto la griglia non reca disturbo al regolare processo di combustione.

Si trova non di rado che la superficie di una griglia, in punto determinato, e per esempio sulla metà anteriore, per circa $^1/_5/-^1/_4$ dell'intera lunghezza, riesce a preferenza bruciata.

La ragione del fenomeno deve cercarsi in ciò, che il fuochista ha l'abitudine di tenere in questo punto lo strato di carbone più alto che nel resto, per modo che quivi si esercita meno attivamente il tiraggio, ed ha luogo per la griglia un raffreddamento insufficiente. Si verifica anche talvolta tale consumo maggiore alla estremità opposta della griglia, ma ciò dipende dal fatto che il fuochista la lascia scoperta di carbone, sì che essa viene a diretto contatto delle fiamme.

La dimensione totale d'una graticola, colle proporzioni ordinarie delle sbarre, si deduce dai seguenti dati:

Si possono bruciare *per ogni mq.* 50 ad 80 kg. di carbone fossile all'ora nelle caldaie fisse, e da 120—180 di legna o torba per combustione lenta ordinaria, da 85—110 kg. di carbon fossile, per combustione attiva meno per tiraggio forzato (o anche getto di vapore nel camino) il peso di combustibile può salire a 200 ~ 300 kg. per mq. La dimensione massima di una graticola dipende dalla facilità di condotta. La sua lunghezza totale non deve superare 1.80^m; la larghezza 2^m; quindi l'area massima i 4 mq. Alle griglie per segatura di legno si dànno le massime dimensioni con barre assai fitte, anche allo scopo di scemare la velocità dell'aria ed impedire il trascinamento del pulviscolo nei condotti.

L'altezza di combustile non deve essere troppo grande se non vuolsi che il focolare funzioni come gasogeno. Le migliori combustioni si hanno coi seguenti dati:

	Carbon fossile				
	Minuto e grasso	Semigrasso	Secco	Coke	Legna
Altezza del combustibile m/m	50—80	100 - 150	150—200	200—300	300—400

L'altezza si terrà costante e tanto maggiore quanto più grossi sono, i pezzi del combustibile, e questo sia difficile ad accendersi, povero di gas ed attivo il tiraggio.

Il cenerario si calcola sul dato di una sezione di passaggio all'aria almeno eguale a quella del camino. L'impiego d'uno strato d'acqua sul fondo del medesimo che talvolta (come nelle griglie Perret) per la conservazione di essa bagna il lembo più basso delle sbarre, ha lo scopo di spegnervi il minuto che dalla griglia vi cade, di impedire che le particelle combuste cadutevi diminuiscano la quantità di ossigeno nell'aria, di offrire al fuochista un mezzo di riconoscere per riflessione lo stato della graticola. Il cenario è provveduto di porta a registro per regolare il tiraggio.

7. *Focolari esterni ed interni comuni.* — L'applicazione della graticola piana nelle caldaie dà luogo alle due disposizioni principali *a focolare interno ed a focolare esterno* indicate colle fig. 356[1·2]. La porzione di muratura *B* che sta di fronte alla porta *D* dicesi l'*altare,* ed ha altezza sufficiente per trattenere il combustibile ed obbligare il gas a svolgersi in direzione normale alla griglia. L'altezza dell'altare varia secondo lo strato di combustibile da 0.29 a 0.40.

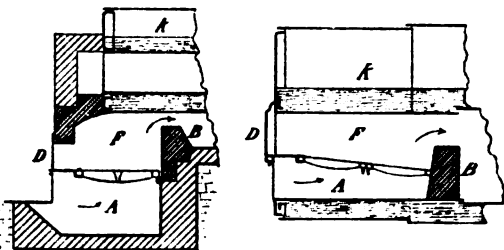



Fig. 356[1·2].

La camera di combustione *F* dovrà avere una certa ampiezza perchè sopra la griglia si verifichi la completa miscela dei gas e la combustione regolare. L'esperienza prova che occorre una distanza minima fra il punto più alto del generatore a contatto col fuoco ed il piano della griglia, variabile secondo i combustibili; il diametro del focolare limita queste altezze nei focolari interni.

	Altezza minima della camera di combustione
Carboni fossili minuti e grassi	0.30—0.40
„ „ semigrassi e secchi	0.45—0.50
Legno e segatura	0.60—0.75.

È oggetto di discussione la preferenza da accordare al focolare esterno od interno; quest'ultimo rende più efficace una buona parte della

superficie di riscaldo che diventa superficie diretta. Si citano esperienze intese a provare che nei focolari interni si ha una maggior produzione di vapore per kg. di combustibile. In riguardo ai focolari esterni devesi notare però che le loro pareti, cattive conduttrici del calore e portate ad alta temperatura, si trovano in condizioni assai favorevoli (per gli eccessi costanti di aria introdotta nel focolare) a dare una combustione più com-

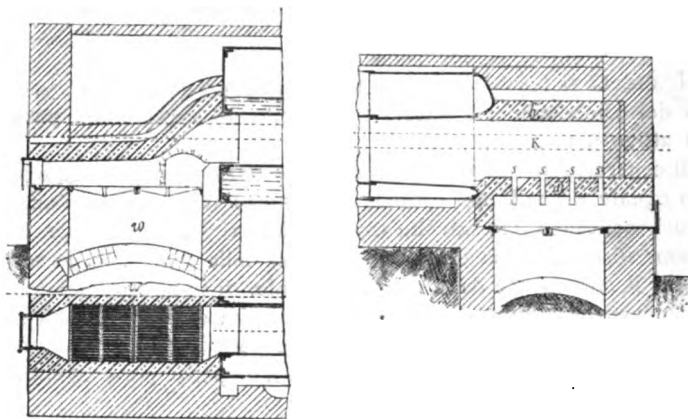



Fig 357[1, 2].

pleta col bruciare l'ossido di carbonio e gli idrocarburi che si svolgono dal combustibile, ed in genere in condizioni opportune ad ottenere la fumivorità. A questo scopo è diretta la costruzione del focolare esterno rappresentato colle due fig. 357[1, 2], nel secondo dei quali la combustione viene completata con perfetta miscela dei gas passante traverso i canali *s* nella camera superiore *k*. Un tipo recente e caratteristico di focolare esterno a corpo avanzato è il focolaio Rotter a due graticole inclinate *a*, *a*, sovrapposte l'una all'altra (fig. 358).

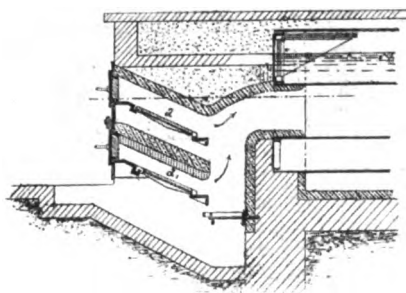



Fig. 358.

Con questi focolari esterni si ha però maggior perdita di calore se il lavoro delle caldaie viene spesso interrotto: di più, il calore immagazzinato nella muratura può prolungare la vaporizzazione anche a fuoco cessato.

8. Focolari a griglie comuni ed a combustione completa. — Allo scopo di ottenere la fumivorità vennero proposti numerosi tipi di focolari a graticola piana, orizzontale ed inclinata. Ogni combustibile è composto di *carbonio fisso* e di *idrocarburi volatili*. La combustione del carbonio può avvenire a CO_2 (8080 calorie) od a CO (2473 calorie); interessa quindi, se ossido di carbonio si è prodotto, fornirgli ossigeno suf-

ficiente, perchè possa di nuovo trasformarsi in acido carbonico. La combustione degli idrocarburi avviene a sua volta allo stato di acido carbonio ed acqua: ma, se questi sono portati al calor rosso prima della loro miscela con una data quantità d'aria, si decompongono; l'idrogeno brucia per primo, ed una parte del carbonio, resa libera, brucerebbe a sua volta in presenza d'ossigeno, se però la temperatura fosse sufficiente; in caso contrario si ha ***produzione di fumo;*** una volta formato, il fumo non può più essere bruciato. Ogni nuovo strato di carbone fossile caricato sopra una griglia coperta di carbone incandescente o coke distilla rapidamente, la temperatura del forno si abbassa ed il passaggio dell'aria traverso il combustibile è in parte ostruito; due condizioni che concorrono all'abbondante sviluppo del fumo.

Una introduzione d'aria dalla porta del focolare sopra lo strato di combustibile rimane senza effetto, perchè la temperatura non è sufficiente alla infiammazione dei prodotti gasosi; anzi la temperatura media si abbassa ancor più. Lo sviluppo del fumo cessa mano mano la distillazione

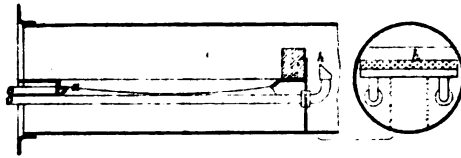



Fig. 359.

si compie; si riattiva per contrario nella parte non ancora carbonizzata, se con una pala si riagita il combustibile.

I focolari a grande griglia piana orizzontale, sono in condizioni tali che un buon fuochista può renderli fumivori ove effettui la carica in quantità limitata ed abbia la precauzione di deporla sulla parte anteriore della griglia a semicerchio, di guisa che i gas della distillazione si svolgano sulla superficie rovente del coke che ne occupa il resto e che offre all'aria del cenerario un sufficiente passaggio. La produzione di fumo è abbondante pei focolari a piccola griglia, e dove sia irregolare la condotta del fuoco con cariche fatte a lunghi intervalli, ed in quantità troppo grandi.

Non sarebbe possibile esaminare in dettaglio le disposizioni date ai focolari con griglie piane per ottenere una combustione completa. Accenniamo solo alle più importanti, applicabili alle caldaie.

Focolare *William:* la fig. 359 lo dà applicato ad una caldaia a focolare interno: i prodotti di distillazione incombusti sono colpiti in senso normale da una serie di getti d'aria riscaldata uscenti da h posteriormente all'altare e spinti in appositi tubi con iniettori a vapore od altri mezzi.

Focolare *Engert;* fig. 360. Graticola inclinata verso l'esterno, il ceneraio C è cilindrico in lamiera o muratura; il registro D regola l'ammissione d'aria sopra lo strato di combustibile; altare molto alto in A seguìto da altro in A_1 per facilitare la miscela dei prodotti della combustione e della distillazione, con aria. Si afferma che un focolare simile può sostituire una griglia piana semplice di lunghezza doppia (punteggiata sulla figura); esige però un tiraggio attivo.

In alcune disposizioni (focolare *Rushel, Knight*) una camera di combustione, in materiale refrattario (anche per focolari interni) effettua il riscaldo del combustibile fresco e la combustione dei gas distillati con getti d'aria divisi che entrano dall'esterno. Talvolta l'aria introdotta sotto la griglia e nella camera di combustione viene riscaldata a spese del calore contenuto nella muratura del forno.

Focolare *Bermbach*, fig. 361. È formato con due griglie *a b* parallele comunicanti ciascuna alternatamente coi condotti del fumo mediante le piastre girevoli *h*. La *a* è chiusa (cioè caricata di fresco); i prodotti della combustione passano sulla *b* pel condotto *d*, mescolandosi a un getto d'aria calda che proviene da *r*, introdotto dall'esterno mediante l'apertura *w*.

Focolare *Ferrando*, fig. 362: a griglia e camera di combustione esterna. Le sbarre della griglia dettagliate colla figura laterale

Fig. 360.

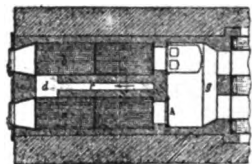
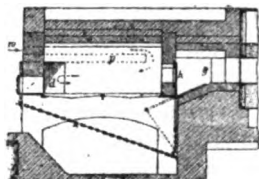



Fig. 361.

sono provviste di fori *g* pel raffreddamento e la conservazione; sono disposte in senso normale all'ordinario e pescano in un bacino d'acqua; l'aria entra lateralmente per *n* presa dall'esterno in *a*, coll'aspiratore a

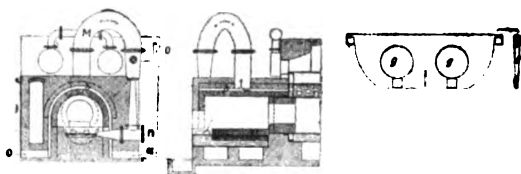



Fig. 362.

vapore dopo essersi riscaldata in *b*. La camera di combustione può anche ricevere direttamente dall'esterno una certa quantità d'aria.

Sono note altre disposizioni a griglia mobile meccanicamente, con porta così congegnata, da evitare l'introduzione dell'aria fredda sul combustibile durante la carica, con alimentazione automatica con tramoggia, calce, delle quali non crediamo doverci occupare.

Il focolare *Peter* (fig. 363) applicabile alle caldaie a focolare interno consta di due corpi fumivori in terra refrattaria (*c c*) collocati nel tubo di fianco al di là dell'altare e del diametro di 15 a 20 cm. minore di quello del tubo. Questi corpi, composti di due o più parti, sono cavi all'interno e la cavità comunica in basso coi tubi *t t* adduttori di aria esterna (di cui uno serve pel tubo anteriore, l'altro pel posteriore) e in alto mediante una serie di piccoli fori, disposti circolarmente coll'interno del tubo di

fiamma. Da questi fori esce l'aria calda che compie su prodotti di combu-

Focolare fumivoro Peter.

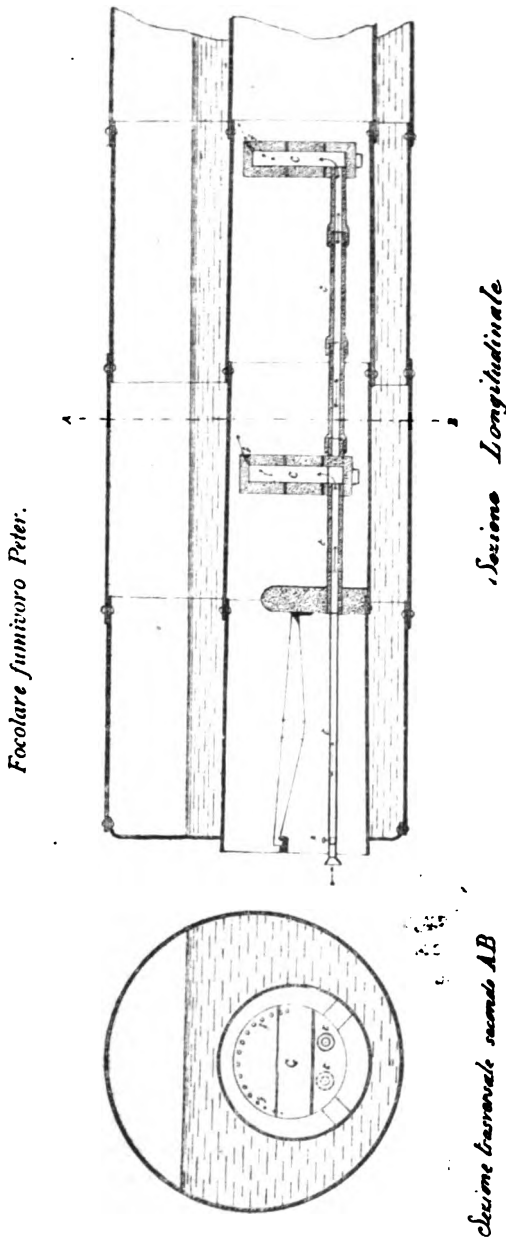



Fig. 363.

stione l'azione comburente e quindi fumivora; nell'intervallo fra i due corpi cilindrici, che dopo breve lavoro si portano al calor rosso, si ha una vera camera di combustione.

Il beneficio che si ottiene cogli apparati fumivori è reale, esso può oscillare dal 5 al 10 per cento; ma vi sta per contro la maggior complicazione del focolare, il maggior costo, e le più frequenti ed onerose spese di riparazioni.

9. Focolare con graticole a gradini od inclinate. — Le graticole a gradini sono specialmente in uso pei focolari esterni da caldaie, con carboni fossili magri e minuti, o segatura di legno. La fig. 364 ne dà la forma più semplice; l'alimentazione è automatica colla tramoggia superiore. Le piastre formanti i gradini sono sostenute da travi in ghisa, aventi l'obliquità della graticola; distanza l'uno dall'altro di 0.4 ~ 0.60. L'inclinazione ordinaria è di 30°, talvolta si aumenta a 50° per carboni minuti. Le singole piastre formanti gradino hanno a loro volta una inclinazione di 15°. Una graticola di tal genere ha d'ordinario lunghezza di 2^m, larghezza di 1.20 ~ 1.50. La griglia offre il vantaggio di una combustione

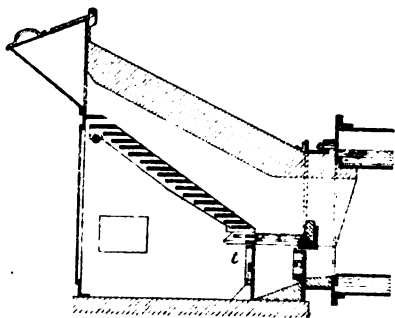
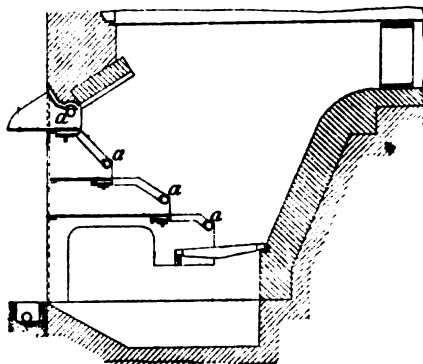



Fig. 364. Fig. 365.

quasi completa; però le scorie si depositano sovr'essa e l'ingombrano, e la massa metallica ond'è composta contribuisce a raffreddare il combustibile.

La graticola *Langen* presenta forma intermedia, fra quella piana ed a gradini; essa è composta (fig. 365) di due o tre piccole griglie ordinarie discoste l'una sull'altra, prolungantisi in piani obliqui aventi una inclinazione comune di 30°. Il combustibile viene caricato facendolo scorrere su piani orizzontali corrispondenti ad ogni griglia per modo che il carbone fresco si trova sotto il combustibile rovente ed i prodotti di distillazione vengono quasi completamente bruciati. Anche la griglia *Langen* si applica esclusivamente a focolari esterni. Una razionale modificazione introdottavi è stata quella di fornire i supporti delle sbarre prossimi al fuoco con tubi riuniti simetricamente alle due parti, pei quali passa la corrente d'acqua di alimentazione; così si riparano dalla ossidazione le griglie e si riscalda l'acqua. Della stessa specie all'incirca è la griglia *Godillot.*

Il focolare esterno *De Pretto* (fig. 366) si compone di tre griglie *a b c*, la prima e la terza di forma cilindrica, formate di barre anulari, e

dotate da un lento moto di rotazione, che può variarsi od arrestarsi secondo il bisogno. Sulla graticola superiore, che serve alla alimentazione, avviene la prima distillazione del combustibile, che si esaurisce poi sulla

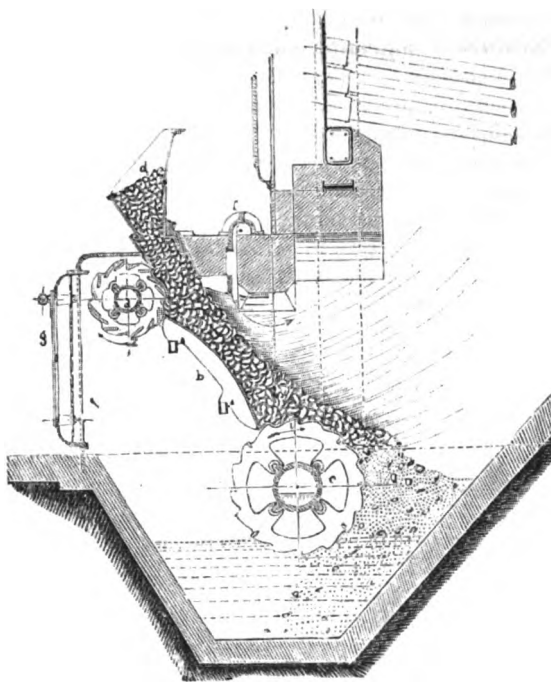
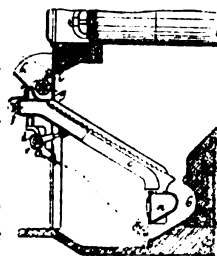



Fig. 366.

griglia inferiore, la quale, girando, sottrae i residui inattivi e mantiene il focolare libero alla combustione; per l'apertura *f* entra aria addizionale. Il caricamento si fa per *d*. Il moto di rotazione delle griglie estreme è ottenuto con meccanismi esterni; si regola la quantità di aria con registri applicati sulla porta *g*.

Fig. 367.

Altro focolare fumivoro automatico è il Wilkinson rappresentato nella fig. 367. La griglia *c*, obliqua ed interamente cava, porta alla parte superiore una serie di gradini; nel piano verticale di ciascun gradino sbocca dalla cavità interna di *c* una apertura. Tutte le griglie oblique, col mezzo dell'albero *e* e dell'eccentrico *d*, sono poste in moto oscillatorio; ed il moto di due griglie prossime è tale che, mentre una si abbassa, l'altra si eleva. Dentro alla cavità delle singole griglie è iniettato vapore dal foro *f*, che mediante fori praticati nei gradini penetra nella massa di combustibile e produce il gas d'acqua. Al di sopra alla griglia è un cilindro *g* a sei nervature; questo si muove a contatto colla piastra *i* della tramoggia alimentare *h*, ed è mantenuto con trasmissione in moto rota-

torio continuo. Nel moto, l'intervallo fra due nervature si riempie di combustibile, e, se la rotazione è uniforme, l'alimentazione è regolare. Il sopporto *a*, alla parte posteriore della griglia, è cavo e percorso di corrente d'aria. Il canale *t* serve per le scorie e le ceneri, e può essere chiuso con porta *k* manovrabile sulla fronte della caldaia.

10. Focolari a corrente rovesciata. — Interessanti sono i focolari *a corrente rovesciata o focolari Tenbrink*. Mentre nei focolari ordinari la fiamma si svolge in direzione normale al piano della griglia, nel Tenbrink essa prende una direzione parallela quasi al medesimo, sicchè lambendo i combustibili che sono in via di distillazione, la rende più attiva, ne riscalda i prodotti e li brucia coll'eccesso d'aria che seco trasporta. Nello stesso focolare poi, una certa quantità d'aria, che è regolabile facilmente, viene immessa sopra lo strato di combustibile, in condizioni assai proprie, pel punto di iniezione scelto ad ottenere una combustione

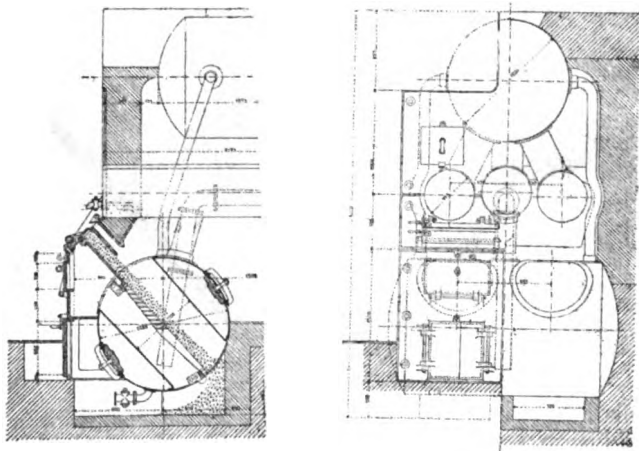



Fig. 368[1, 2].

completa. Si ha così un focolare che si avvicina, per quanto la pratica può richiedere, alla fumivorità.

L'applicazione ordinaria del focolare Tenbrink in una caldaia è data dalla fig. 368[1, 2] con disposizione paragonabile ai focolari interni. Al di sotto di una o più caldaie cilindriche giace una caldaia trasversale il cui asse è normale all'asse delle precedenti e nella quale sono disposti, in grandi tubi obliqui, uno o più focolari a griglia inclinata. La caldaia trasversale è ripiena d'acqua; essa comunica colle capacità cilindriche superiori mediante tubi di sufficiente diametro, i quali hanno lo scopo di produrre una energica circolazione di acqua e di vapore dalla caldaia inferiore alla superiore, facilitando lo sprigionarsi dalla prima del vapore, che vi si raccoglie in grandi quantità, ed evitando così il pericolo che le lamiere ne riescano infuocate.

Le singole sbarre della griglia inclinata, si ponno fare piane o a scalini. Forma opportuna si ha nella fig. 369 che dà una sbarra nella metà

superiore a gradini, nella metà inferiore, piana. La bocca di caricamento è chiusa da piastra mobile, o provvista da tramoggia. Per apposite aperture sulla testata del forno si regola l'eccesso d'aria alla griglia, si provvede alla pulitura di essa ed a dare al combustibile la conveniente altezza. Il combustibile discende col procedere della combustione lungo la

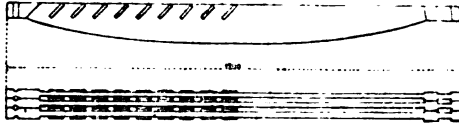



Fig. 369.

graticola sul cui fondo si raccolgono le scorie e le ceneri. I prodotti gasosi di questa, misti ad eccesso d'aria, si svolgono sul combustibile fresco che sta distillando, bruciandone gli idrocarburi. Se però l'eccesso d'aria

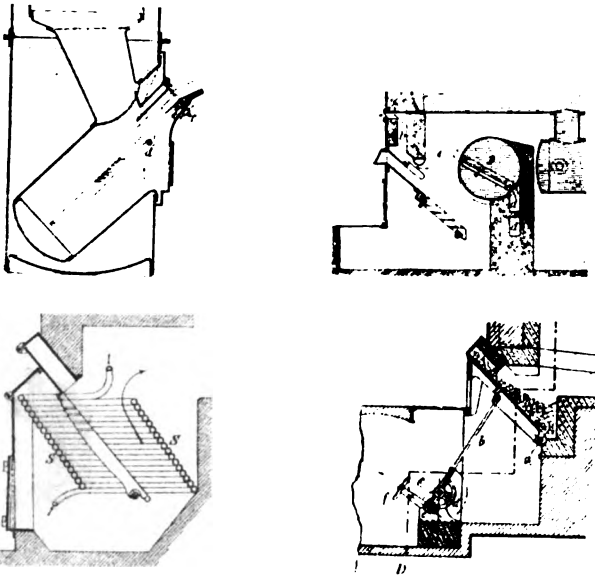



Fig. $370^{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4}$.

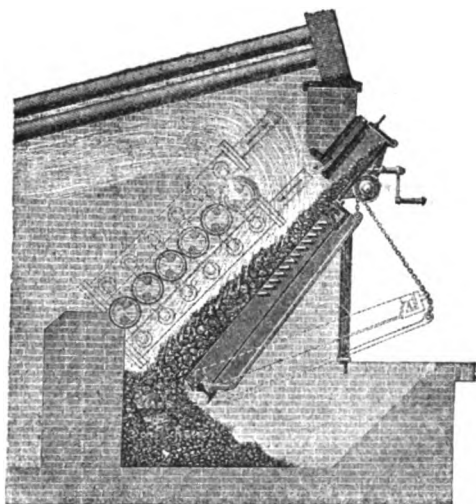
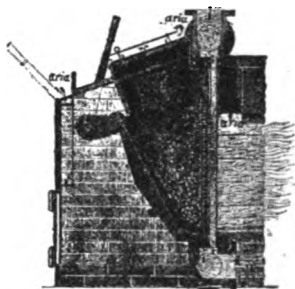
che proviene dal di sotto è insufficiente, si apre la valvola d'aria superiore alla bocca di carico finchè cessi la produzione del fumo. Si regola lo sviluppo di calore, per consumi di vapore variabili, o colla valvola del camino o modificando lo spessore del combustibile. Conviene tuttavia che la produzione di vapore sia costante. Il solo inconveniente della disposizione è di rendere difficile la manutenzione della griglia e la costruzione del generatore.

Altri tipi di focolari devonsi considerare come semplici varianti del Tenbrink primitivo. Così dicasi 1.° dell'applicazione del focolare alle caldaie verticali fatta colla disposizione delle fig. 370^1; 2.° del focolare *Buslet*

in cui la piccola caldaia trasversa B è applicata sull'altare e l'iniezione d'aria sopra la graticola è fatta in due direzioni, da b sul davanti, e da d mediante i tubi c traversanti la caldaia B (fig. 370^{2}); 3.° del focolare *Möhrlin* ove la griglia del Tenbrink è circondata dal serpentino $S\,S$, riunito alla caldaia, e servente da bollitore d'acqua (fig. 370^{3}).

Il focolare Tenbrink viene ancora usato come focolare esterno; ne è esempio il focolare esterno Guzzi, con griglia mobile (fig. 370^{4}) e l'applicazione fattane da Büttner alle caldaie a tubi d'acqua. Una serie di tubi bollitori, collegati a circolazione intima d'acqua colla caldaia, obbligano la fiamma a rovesciarsi (fig. 371^{1}); la pulitura della griglia è facilitata col meccanismo che la rende mobile intorno alla rotaia inferiore d'appoggio.

Focolare *Donneley* (fig. $371^{2\cdot3}$). Originale è il tipo usato da Donneley come focolare esterno (anteriore od inferiore) in caldaie di specie diverse. Il combustibile è trattenuto fra due griglie, e caricato all'esterno

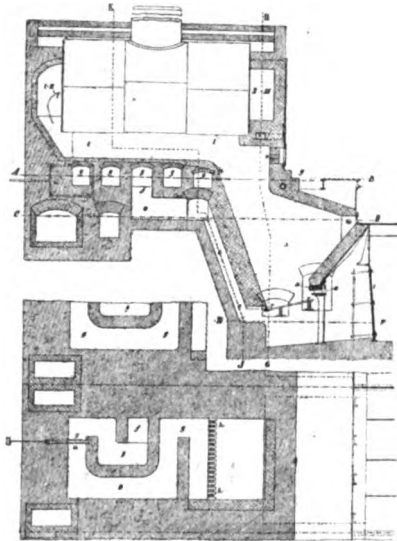
Fig. 371^{1}. Fig. $371^{2\cdot3}$.

col mezzo di tramoggia; l'anteriore è una griglia piana ordinaria molto inclinata; la posteriore è formata da una serie, semplice o doppia, di tubi verticali, riuniti sopra e sotto con condotti collettori, dei quali l'inferiore comunica colla capacità d'acqua della caldaia, il superiore colla capacità di vapore. Si ha così una assai efficace circolazione, ed il sistema è applicabile a caldaie esistenti per aumentarne la superficie di riscaldo. La fumivorità è parzialmente ottenuta, sia perchè i prodotti di distillazione superiori debbono inflettersi verso le fiamme che si dirigono al condotto del fumo, sia per iniezione d'aria che viene fatta al di là della seconda griglia.

11. Gasogeni. — L'applicazione dei focolari a gasogeno nelle caldaie a vapore è ancora limitata, benchè in casi particolari essa si pre-

senti assai conveniente. Il combustibile gasoso ottenuto dal combustibile solido in un gasogeno di forma comune, viene portato a contatto coi primi elementi della superficie di riscaldo e quivi, mediante miscela intima con aria a conveniente temperatura, bruciato. I vantaggi del sistema sono: 1.° di poter utilizzare combustibili scadenti e minuti; 2.° di ottenere una combustione completa con minimo eccesso d'aria; 3.° di sviluppare una temperatura iniziale più elevata, per cui riesce più efficace la produzione di vapore. La disposizione ordinaria dei gasogeni nelle caldaie è semplice, senza camere ricuperatrici, e con riscaldo d'aria effettuato allo stesso modo che nel forno metallurgico Bicheroux. Colla applicazione dei ricuperatori Siemens a funzionamento alternato, coll'utilizzare il calore dei gas che sfuggono, al riscaldo dell'aria destinata alla combustione, si può rialzare notevolmente la temperatura iniziale del forno, effettuando però allora la combustione in camera apposita a materiale refrattario come a fig. 357[1, 2]. In tali casi tuttavia conviene rendere più efficace con mezzi meccanici il tiraggio. Nell'opuscolo di Siemens, sul nuovo metodo di riscaldamento a libero sviluppo della fiamma, trovasi indicata con disegni una applicazione del sistema ai focolari da caldaie.

Fig. 372.

A titolo d'esempio indichiamo colla fig. 372 l'impianto d'una caldaia a gasogeno per combustibile fossile. Esso offre una disposizione razionale senza presentare un costo d'impianto esagerato. L'aria entra sulla fronte del gasogeno per *F* e serve in parte alla combustione nel gasogeno, in parte (passando pel canale e pella bocca *f* in un labirinto *g*) alla combustione del gas prodotto, mediante una serie di bocche *h*; le quali emettono l'aria così riscaldata e frazionata sulla corrente di gas. I prodotti della combustione si svolgono pei canali a contatto colle pareti della caldaia e sfuggono infine al camino. La combustione è sorvegliata dalle bocche *v*, dalle quali si ha norma per aprire e chiudere il registro *n*, di passaggio, nel labirinto, dell'aria di combustione.

Ai gasogeni classici sono quindi, per ragioni pratiche d'impianto, e di costo sostituiti dei tipi intermedi fra le griglie comuni ed i gasogeni perfetti, che prendono appunto il nome di *semigasogeni*. Tra i migliori tipi di questi è a citarsi il Reich, il quale funziona sul principio della completa gaseificazione del combustibile e la combustione completa dei prodotti gasosi con introduzione d'aria previamente riscaldata. Il riscaldo preventivo dell'aria ha luogo in camere simili ai rigeneratori.

La fig. 373[1·2] rappresenta l'applicazione del focolare ad una caldaia verticale. Alla griglia ordinaria è sostituito un apparato f in muratura composto di un rivestimento circolare in muro refrattario, formato da un mattone in un sol pezzo provvisto dei canali f, a sezione rettangola. La griglia del gasogeno è a gradini. La camera del gasogeno è divisa dall'arco c_2 in materiale refrattario in due capacità, di cui l'anteriore c è la camera di caricamento, la posteriore c_1 la camera di combustione. Il combustibile è caricato per a; dall'estremo e della griglia le ceneri pas-

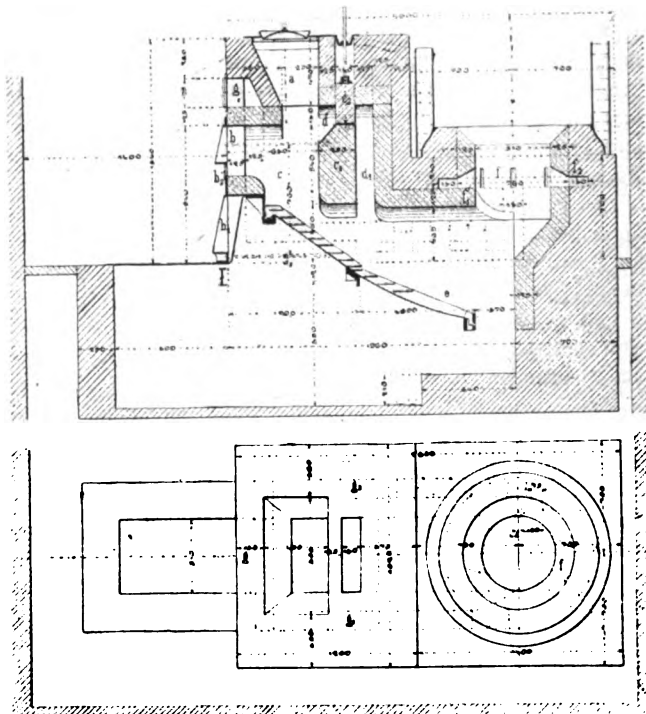



Fig. 373[1·2].

sano al ceneraio. Il ceneraio è ermeticamente chiuso. L'aria che occorre alla gaseificazione e combustione è ammessa per aperture chiuse dai registri b_1. La fiamma che si forma sulla parte e della griglia unita ai gas non combusti della parte superiore di e si mescola all'ossido di carbonio prodotto da c proveniente dal condotto che ha forma di sifone $d\,d_1$. Il registro c_2, rivestito di muro refrettario, e manovrabile dall'alto, serve a registrare il condotto $d\,d_1$ regolando così la miscela o meglio l'ossido di carbonio sottratto allo spazio anteriore. L'aria che occorre a bruciare completamente la miscela, formata dal prodotto gaseificato e dai prodotti della combustione inferiore, è introdotta per l'apertura g nella parte anteriore del gasogeno e regolata con valvole; g è in collegamento colle due camere laterali $g_1\,g_2$ (vedi la pianta). Queste camere sono provviste di mat-

toni come negli ordinari rigeneratori, giusta lo schema della fig. 373^{3} e l'aria fredda che vi entra si riscalda pel calore irradiato. Dalle camere g_1 g_2 le due correnti di aria calda mettono capo al canale anulare f_2 investendo di qui la corrente gasosa a bruciare, che passa per f; i condotti f_1 sono disposti obbliqui in modo da imprimere alla corrente un moto vorticoso, che dà più intima miscela.

Fig. 373^{3}.

La fig. $373^{4 \cdot 5 \cdot 6}$, nella quale sono applicate le stesse lettere che precedentemente, dimostra l'impiego di questo focolare a semigasogeno per una caldaia Cornovaglia tubolare (vedi appresso).

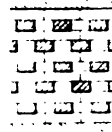
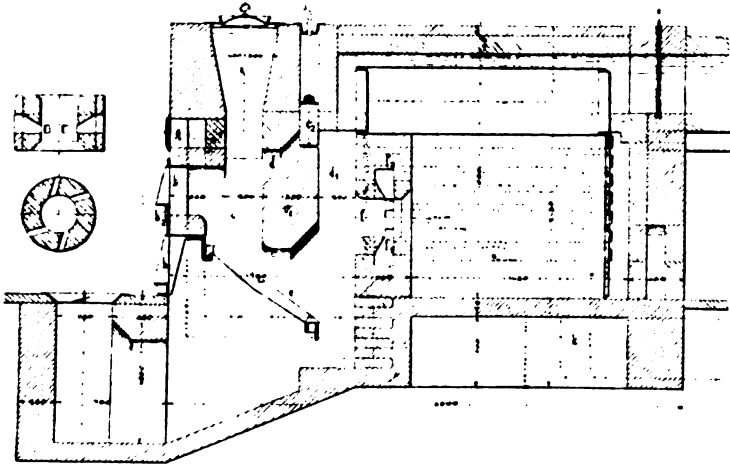



Fig. $373^{4 \cdot 5 \cdot 6}$.

12. Focolari a polvere di carbone. — I focolari a polvere di carbone hanno raggiunto nelle applicazioni tecniche odierne una grande importanza. Le invenzioni di questi focolari datano da tempo; ma tutte urtarono contro la difficoltà di condurre il combustibile al focolare in modo uniforme, impedendo nello stesso tempo qualsiasi arresto od ostruzione nella conduttura.

In questi sistemi la polvere di carbone veniva fatta avanzare in un tubo a mezzo di coclea; la polvere cadeva su due cilindri e da questi era fornita con alimentazione regolata. Caduta da sotto i cilindri, una corrente d'aria uscente da tubi convenienti ne faceva l'iniezione nel focolare propriamente detto.

Questo è il processo di lavoro degli apparati Russel, Crampton, e di quelli che loro succedettero imitandone il funzionamento.

In ogni caso il principio di azione è stato quello di produrre la polverizzazione del carbone minuto, e di farne la iniezione insieme all'aria. La camera di combustione è rivestita di muratura refrattaria, ed è provvista di un altare per trattenere la cenere e le porzioni di combu-

stibile non bruciato. Il lavoro è avviato di maniera che, al fondo del focolare viene acceso un piccolo fuoco di legna, e quando questa è portata in fuoco, vi è versata sopra di tempo in tempo della polvere di carbone, fino a che le pareti del forno sieno portate a sufficiente calore perchè la polvere di carbone iniettata coll'aria possa accendersi. Il fuochista deve di tempo in tempo regolare la corrente d'aria e l'ammissione della polvere di carbone. Le scorie si tolgono una volta al giorno.

La costruzione più semplice, che non esige nessun movimento meccanico, è quella di Wegener, rappresentata nella fig. 374[1·2]. L'aria di combustione viene aspirata al piede dell'apparato a mezzo del tiraggio esercitato dal camino, e pone in moto, col salire, una ruota ad ali *w*, e l'albero di queste ali, che è, come al disegno, verticale. L'albero serve allo scopo di scuotere lo staccio col mezzo del quale si ottiene poi la

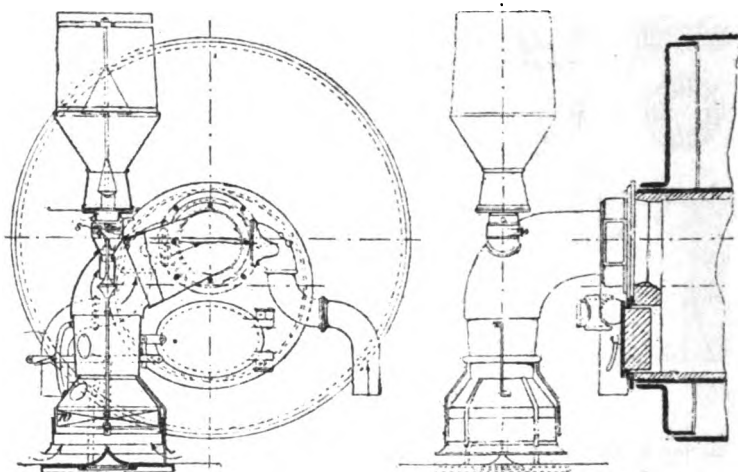



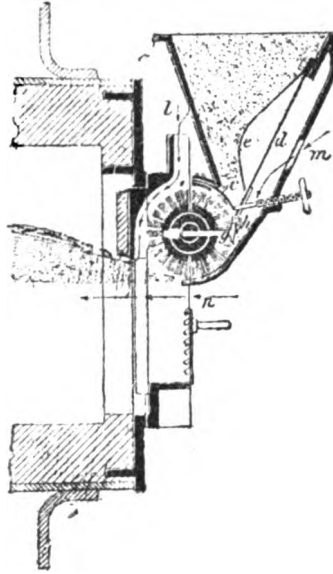
Fig. 374[1·2].

polvere di carbone; quest'ultima cade, dopo esser passata attraverso il crivello, su un doppio cono, da dove, con forte corrente d'aria, è iniettata e suddivisa. Questo doppio cono serve anche allo scopo di restringere la sezione del tubo e serve ad elevare la velocità dell'aria. La regolazione ottiensi con registro girevole al piede dell'apparato; le bocche laterali servono per una ulteriore introduzione d'aria; esse vengono facilmente regolate con registri di forma semplice.

Nella disposizione Schwartzkopf, rappresentata nella fig. 374[3], viene, come nella precedente, aspirata l'aria colle aperture rese variabili *l*, *m* ed *n*, a mezzo del tiraggio del camino, mentre la polvere di carbone è iniettata con una specie di spazzola girevole dotata di moto rotatorio. Per effettuare colla spazzola una regolare alimentazione di polvere, la polvere stessa deve passare in una scanalatura fra le lamiere *d* e *e*; la lamiera *e* è registrabile dall'esterno col mezzo di vite, mentre la lamiera *d* è molleggiante, e, per ogni rotazione della spazzola, mercè un arpione *g* che colpisce contro lo sporto *h*, viene spinta allo indietro; dopo che la

quantità ammessa è passata avanti, la lamiera *d* si chiude daccapo, dando una scossa alla tramoggia. La lamiera *e* serve a scaricare dal peso di combustibile la lamiera a molla *d*.

Fig 374[6].

Nel focolare Ruhl (fig. 374[4 · 5 · 6]) la polvere di carbone viene guidata col mezzo della vite *k* fino sul davanti della apertura spostabile *l*, dalla quale essa poi cade nel tubo *n*. Pel tubo *n'* viene guidata la corrente d'aria che attraversa l' apertura *h* e viene aspirata dal camino. Allo scopo di poter portare con sicurezza la polvere attraverso l'apertura *l*, sono applicate alla vite delle spazzole. Sotto la vite o coclea *k*, ne giace un'altra *k'* che serve allo scopo di riportare al principio della precedente coclea il materiale che non sia potuto cadere attraverso l'apertura. Il focolare è pronto, appena la *h* col mezzo della leva *i* è di tanto abbassata che i tubi *n* ed *n* sieno portati l'uno sopra l' altro.

La disposizione De Camp (fig. 374[7]) richiede un ventilatore apposito che aspiri con uniformità l'aria e la polvere, e le immetta nella camera di combu-

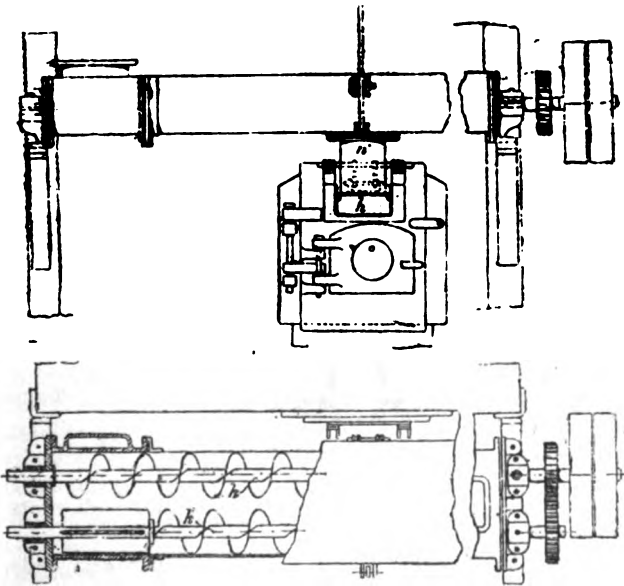
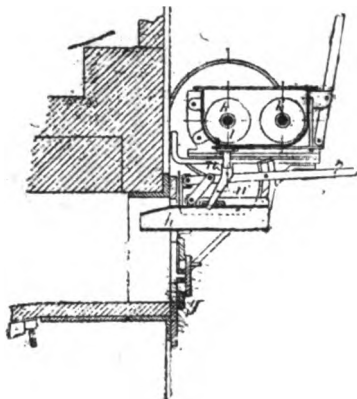
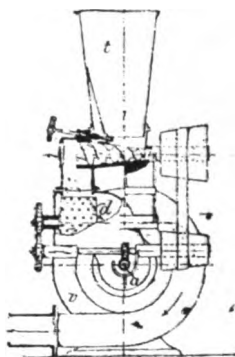



Fig. 374[4 · 5].

stione. Questa disposizione presenta il vantaggio di potersi collocare a

conveniente distanza dalla caldaia che deve essere alimentata. Il combustibile viene portato dalla tramoggia *t* col mezzo di coclea in un corto tubo, e cade su un tamburo a staccio *d*, la cui capacità interna forma la

Fig. 374[6]. Fig. 374[7].

capacità di aspirazione del ventilatore *v*. Coclea e crivello a tamburo

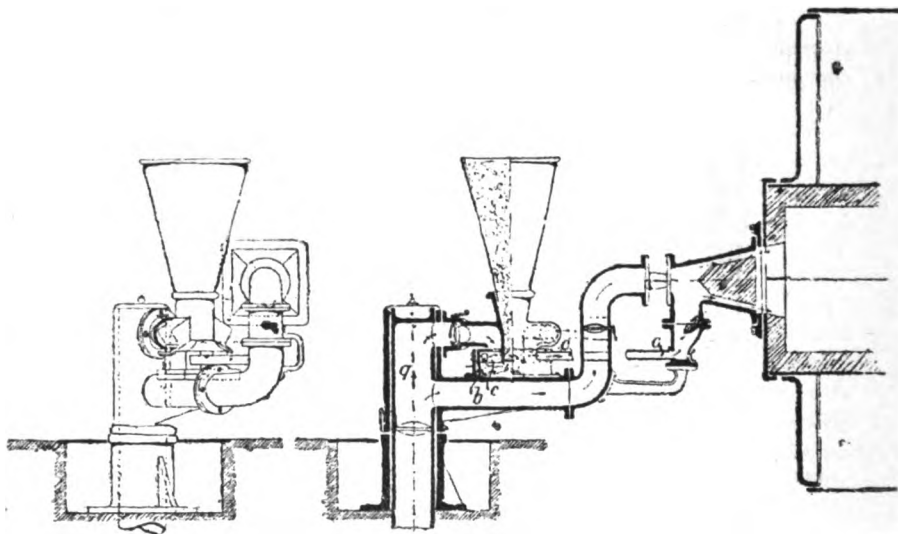



Fig. 374[8·9].

sono posti in movimento dal ventilatore *a* col mezzo di ruota dentata e di trasmissione a cigna.

La costruzione *Friedeberg* (fig. 374[8·9]) si differenzia dalle altre in quanto essa non contiene alcuna parte mobile, se si fa astrazione dal ventilatore, che è collegato all'apparato mediante conduttura, e può essere fissato nella posizione qualsiasi che si giudica conveniente. La cor-

rente d'aria che entra traverso il tubo *q* verticale si suddivide in due parti, di cui la inferiore mette capo direttamente al focolare, mentre quella superiore viene utilizzata per smuovere la massa di combustibile e farla avanzare. Questo si abbassa traverso la tramoggia di carico in una capsula; la corrente d'aria lo colpisce superficialmente, lo solleva in vortici e lo trasporta colle aperture *b* e un tubo *c* nella bocca conica, ove è di nuovo preso dalla corrente d'aria. Tre valvole a farfalla servono alla chiusura. L'intero apparato può essere fatto girare intorno al tubo verticale *q*.

Coi focolari Wegener, e Schwatzkopf, il sig. Schneider, ingegnere della associazione degli utenti caldaie berlinesi, ha eseguito alcune esperienze che diedero risultati soddisfacenti.

13. Controllo della combustione. — L'apparecchio di Orsat con cui si controlla l'andamento d'una combustione, suggerisce criteri positivi per la condotta d'un focolare.

Una perfetta combustione dovrebbe dare dell'acido carbonico (avente lo stesso volume dell'aria che l'ha formato) e dell'azoto. In realtà èvvi sempre una certa quantità di ossido di carbonio (avente un volume doppio dell'aria che l'ha formato) e di ossigeno, a cagione dell'aria non bruciata.

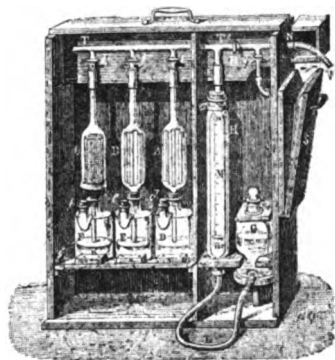
Fig. 375.

L'apparecchio permette di dosare rapidamente pel prodotto della combustione i tre gas: CO^2, CO, O, e di conoscere quindi indirettamente l'azoto ed il volume d'aria corrispondente ad un mc. della miscela gasosa.

L'apparecchio (fig. 375) consta 1.° d'un aspiratore di gas *G M*; 2.° di tre vasi a vetro *A. B, C* nei quali i diversi gas sono assorbiti da conveniente reattivo; 3.° di un soffietto *S* col quale mettesi in comunicazione l'apparato col gas da analizzare. Il vaso *G* contiene acqua acidulata con acido cloridrico (affinchè non assorba CO_2) e comunica mediante il tubo *L* di gomma con un misuratore graduato *M* (racchiuso in un manicotto di vetro pieno d'acqua perchè la temperatura sia tenuta costante). Il tubo *T T* in vetro è unito in *M*, e, mediante diramazioni a robinetto e giunti in caucciù, ai recipienti *A*, *B*, *C*, le cui estremità inferiori pescano nei vasi *D E F*, provveduti di aperture chiudibili coi turaccioli in gomma *d*, *e*, *f*. Il tubo *V* fa comunicare l'apparato col gas da analizzare.

I reattivi sono: 1.° liscivia di soda atta ad assorbire CO_2; 2.° dissoluzione di pirogallato di potassa, che assorbe O; 3.° soluzione di protocloruro di rame ammoniacale che assorbe CO. Le capacità *A* e *B* sono ripiene di vetri bagnati dal reattivo; la *C* contiene una tela di rame che dissolvendosi nel cloridrato di ammoniaca dà luogo al protocloruro di rame, e lo ricostituisce.

Si prepara l'apparecchio all'analisi nel seguente modo. Apresi *R* facendo comunicare l'interno dell'apparecchio coll'atmosfera, e si sol-

leva G; l'acqua acidulata passa in M e ne scaccia l'aria. Chiudonsi allora R, i, j, apresi K e togliesi il tappo f. Abbassando il vaso G si aspira l'aria esistente in C che si riempie del liquido contenuto in F, lasciandovelo salire fino ad un punto fisso nel collo di C. Ciò fatto, chiudesi K. Si riapre il robinetto R e, sollevando G, riempiesi di nuovo M con acqua acidulata; si apre j, si toglie il tappo e, e si aspira in B, fino alla graduazione segnata sul collo, il liquido contenuto in E. Si ripete una terza volta la serie delle operazioni per modo che il liquido da D passa in A.

L'apparecchio è pronto per eseguire l'analisi. E cioè: aperto R, sollevasi G in guisa da riempire M di liquido fino all'origine della graduazione. Chiudesi allora R, e si fa comunicare il tubo N collo spazio che contiene il gas da analizzare. Aprendo il robinetto r e manovrando il soffietto si toglie dal tubo V l'aria che vi fosse contenuta o il gas residuo d'una analisi precedente. Dopo ciò chiudesi r, riapresi A in guisa che T e V comunichino ed il soffietto sia isolato. Il tubo misuratore M va allora riempiendosi di gas, mentre l'acqua ritorna in G, e quando essa è venuta dalle due parti allo stesso livello, chiudesi R per separare l'apparato dalla condotta e dal soffietto, avendo cura di assicurarsi che il gas raccolto in M occupi 100 divisioni del medesimo.

Volendosi quindi determinare CO_2 apresi i, si risolleva G, e l'acqua entrando in M respinge il gas in A, dove trovasi la liscivia caustica che assorbe CO_2. Abbassando l'aspiratore G il gas ritorna in M; A si riempie ancora di liscivia che viene ricondotta alla graduazione precedente e si rinchiude i. Collocasi G in posizione tale che il livello del liquido sia alla stessa altezza che in M perchè il gas quivi contenuto trovisi alla pressione atmosferica. La differenza fra le letture fatte prima e dopo l'assorbimento dà il volume di CO_2.

L'operazione si ripete per gli altri due gas. Il gas che rimanesse dopo i tre assorbimenti, è azoto.

La soluzione di soda è a 56 B.° e così pure quella di potassa. L'acido pirogallico aggiungesi al momento della esperienza. Il protocloruro di rame ottiensi dissolvendo la tela metallica in un liquido formato di $^2/_3$ di soluzione satura di cloridrato d'ammoniaca, e $^1/_3$ di NH_3 a 22°.

Il pirogallato di K ed il cloruro di C_u assorbono l'ossigeno; conviene dunque non siano al contatto coll'aria che riempie i vasi E, D; il che si fa ricoprendoli d'un leggero strato di petrolio.

Avendo agito su 100 divisioni di gas, se a è il volume di Az, o dell'ossigeno e dell'acido carbonico, c dell'ossido di carbonio, si avrà

$$a + o + c = 100$$

ed

$$a : (o + c/_2) = {}^{79}/_{21} \, .$$

Sostituendo quindi ad o il valore della precedente; ed essendo noto dall'analisi il valore di a si deduce c; e da questo le norme (diminuzione d'aria, variazione dello strato di combustibile, ecc., ecc.), per correggere i difetti della combustione.

§ 3.

Principali disposizioni di caldaie fisse.

12. Caldaie a tubi d'acqua e di fumo. — Colla molteplicità dei tipi di caldaie oggi in uso, e col raccogliersi in un medesimo di disposizioni diverse, non è possibile l'effettuare una classificazione delle caldaie che regga ad ogni critica. Allo stato presente, si può solo richiedere che il materiale abbondante venga ordinato nel modo praticamente più chiaro. A qualunque dei tre gruppi, specificati al n.° 3 (e relativi alla maggiore o minore capacità d'acqua) si pensino appartenere le caldaie, esse, e le loro parti, possono essere costituite in due modi diversi. E cioè:

1.° La caldaia è costituita da capacità cilindriche ripiene per intero di acqua o d'acqua e vapore, e la trasmissione di calore verificasi sulla parete esterna, essendo i prodotti della combustione racchiusi fra questa e la muratura che le circonda. La caldaia può essere così formata o d'un solo corpo cilindrico, o da più corpi cilindrici fra loro collegati, di cui ordinariamente uno ha diametro maggiore e dicesi *corpo principale*, gli altri diametro minore e diconsi *a*) *tubi bollitori* se a contatto coi prodotti della combustione appena svolti dal focolare, *b*) *tubi riscaldatori* se a contatto coi prodotti stessi prima del camino. Se il numero dei tubi bollitori è grandissimo e piccolo il loro diametro, si hanno *le caldaie a tubi d'acqua* ed a *vaporizzazione rapida.* La differenza del numero dei tubi bollitori e del loro diametro, basta a distinguere le caldaie a grande, medio e piccolo volume d'acqua; sono cioè *a grande volume d'acqua* le caldaie costituite di pochi corpi cilindrici di diametro grande sono invece a piccolo diametro d'acqua le caldaie costituite di numerosi tubi di piccolo diametro.

2.° La caldaia è così formata che uno o più corpi cilindrici, ripieni d'acqua e di vapore vengono attraversati longitudinalmente da tubi serventi al passaggio dei prodotti della combustione, per modo che la loro superficie interna è per intero superficie di riscaldo ed i prodotti gasosi sono, per tutto o per buona parte del loro cammino, a contatto con pareti metalliche.

Se il numero dei tubi di fumo è limitato ad uno o due, ed il diametro ne è grande, essi *ponno contenere il focolare,* avendosi così *le caldaie a focolare interno;* la presenza del focolare interno non è però condizione essenzialmente connessa a questa costruzione, potendo il focolare essere anche esterno, come ne è prova la fig. 357.

Se il numero dei *tubi di fumo* cresce, e diminuisce il loro diametro, la caldaia acquista una grande superficie di riscaldo; se si considera infatti una caldaia ad un solo tubo di fumo lungo l e di grande diametro d, ed A è la sezione necessaria al passaggio del fumo, sarà

$$d = \sqrt{4\,A:\pi} = 1.13\sqrt{A}$$

e la superficie di riscaldo

$$S = \pi\,d\,l = 3.54\,l\sqrt{A}.$$

Se al tubo unico si sostituiscono n tubi di diametro d_1 e di eguale lunghezza, per ottenere la stessa sezione totale di passaggio sarà

$$d_1 = 1.13\sqrt{A:n}$$

e la nuova superficie di riscaldo

$$S_1 = S\sqrt{n},$$

cresciuta quindi nel rapporto $\sqrt{n}:1$; la caldaia acquista allora una maggior potenza vaporizzante. Perciò, anche nelle ***caldaie con tubi di fumo***, come per quelle *a tubi d'acqua*, si ponno riscontrare gli esempi che spettano agli estremi delle tre categorie esposte al n.° 3, cioè di generatori a grande e piccolo volume d'acqua.

In moltissimi esempi il criterio delle due forme di costruzione, ora specificate, si trova opportunamente combinato.

Ciò premesso, esaminiamo i principali tipi ed impianti di caldaie, notando per ciascuno, quali risultano dalle norme costruttive, la superficie di riscaldo e le principali dimensioni pratiche. Quali siano la produzione di vapore, il consumo di combustibile, ed in genere le considerazioni generali teoriche e pratiche pei generatori, ecc.... si vedrà nel paragrafo successivo.

13. Caldaie a grande capacità d'acqua. — *1.° Caldaie a focolare esterno semplici e composte.*

A) Le caldaie più semplici di questa categoria, che sono però quasi generalmente abbandonate, sono formate di un *semplice cilindro, chiuso da*

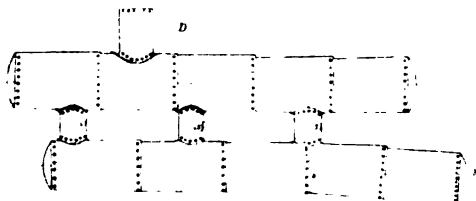
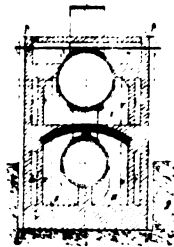



Fig. 376. Fig. 377.

fondi piani o curvi, a focolare esterno. Ne è facile la costruzione e grande la durata; esigono però eccessiva lunghezza se vuolsi spogliare al completo di calore i prodotti della combustione, lunghezza che dà alla caldaia dimensioni ingombranti e facilità di deformazione. Questo tipo si usa ancora talvolta con disposizione verticale per utilizzare il calore perduto dei forni metallurgici. Si ovvia all'inconveniente offerto dalla costruzione indicata col suddividere la lunghezza totale in due o tre parti distinte e col dare ai gas movimento di andata e ritorno lungo il corpo della caldaia, che riesce così costituita di più corpi cilindrici convenientemente collegati. Si ottengono in tal modo le caldaie *cilindriche composte, con o senza bollitori.*

B) Le *caldaie a corpi cilindrici* ove sieno composte di due corpi cilindrici di quasi eguale diametro sovrapposti, prendono la forma delle fig. 376, 377, di cui la prima ci dà la vista della caldaia semplice, la seconda la sezione della caldaia murata.

Alla estremità inclinata *a b* (fig. 376) avviene il deposito delle incrostazioni: in *b* la caldaia riposa sulla muratura, è provvista di foro d'uomo e quivi si verifica l'alimentazione. Il numero dei tubi di congiunzione *s* varia da 2 a 4, secondo la lunghezza. Il focolare è posto a contatto colla parte anteriore sporgente della caldaia superiore. I prodotti della combustione percorrono successivamente i condotti del fumo I, II, III, (fig. 377) donde sfuggono al camino. Il moto della corrente gasosa e della corrente liquida avviene in senso contrario, condizione che è favorevole alla trasmissione di calore. Inclinazione della caldaia superiore $^{1}/_{200}$, dell'inferiore di $^{1}/_{100}$ circa.

Un sistema di muratura diverso, per una caldaia di questo tipo, è stato proposto da Reiche, ed è indicato nella fig. 378. Riposa sul principio che la vaporizzazione è più attiva se i prodotti della combustione abbiano direzione normale all'asse della caldaia. Questa direzione normale è ottenuta con diaframmi verticali in muratura, per cui il vapore si svolge come in un serpentino; (*c* registro regolatore del tiraggio nel condotto

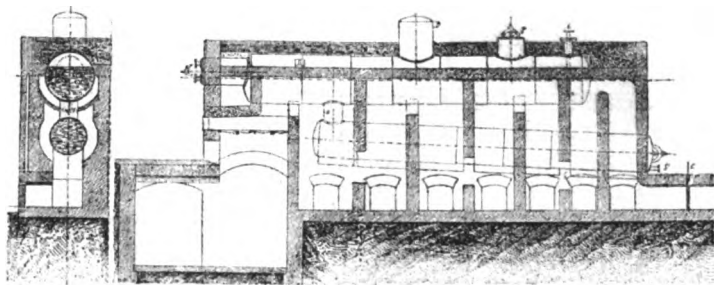



Fig. 378.

del camino, *T* bocca d'uomo, *t* tubo di alimentazione corrispondente all'ultima camera, *S* tubo di scarico, *D* duomo di vapore, *N* indicatore di livello).

È pure usata la disposizione *ad un solo corpo cilindrico superiore e due inferiori* con inclinazioni contrarie; fig. 379[1]. Il fumo percorre successivamente i condotti I, II, III. Le estremità dei corpi *A B C* sboccanti all'esterno (Vedi anche la fig. 379[2]) facilitano la riparazione e la pulitura. Il disegno indica come sia costrutta, armata e riparata dalle dispersioni di calore, la muratura. La caldaia è sostenuta con sopporti inferiori in ghisa o muratura. La fig. 379[2] (che rappresenta la pianta e la sezione della parte inferiore della caldaia nella scala di $^{1}/_{8}$ della figura precedente) dà una speciale disposizione di condotti per cilindri inferiori, in cui la corrente dei gas combusti viene diretta obliquamente sugli elementi dei generatori, riportando così contro la parete di essi i gas più caldi che lambirebbero meno utilmente la muratura; in *b* sono indicati sopporti. L'alimentazione essendo in *B*, l'effetto utile di queste caldaie è aumentato dall'essere contrarie le correnti d'acqua e di gas; ciò tuttavia è causa di condensazione, sulle pareti, del vapore e delle sostanze acide contenute nei prodotti della combustione, il che può logorare le lamiere, specie sugli orli delle chiodature.

Dimensioni principali. Diametro della caldaia superiore $D = m\, 1.4 \sim 1.5$; diametri dei corpi cilindrici inferiori $d = 0.80$—0.90. Lunghezza $l =$ circa $8 \sim 10^m$. La *superficie di riscaldo* è data da

$$S = {}^1/_2\, \pi D l + n \pi d l \qquad (1)$$

se n è il numero delle caldaie inferiori; per $n = 2$, (valore massimo) $S = 80$ mq. circa.

C) Assai più frequenti nell'uso sono le *caldaie semplici* o *composte, con bollitori e riscaldatori.*

Una *caldaia semplice a bollitori,* con focolare esterno, come a fig. 380[1,2], differisce dalle precedenti in quanto i bollitori ricevono per primi l'azione

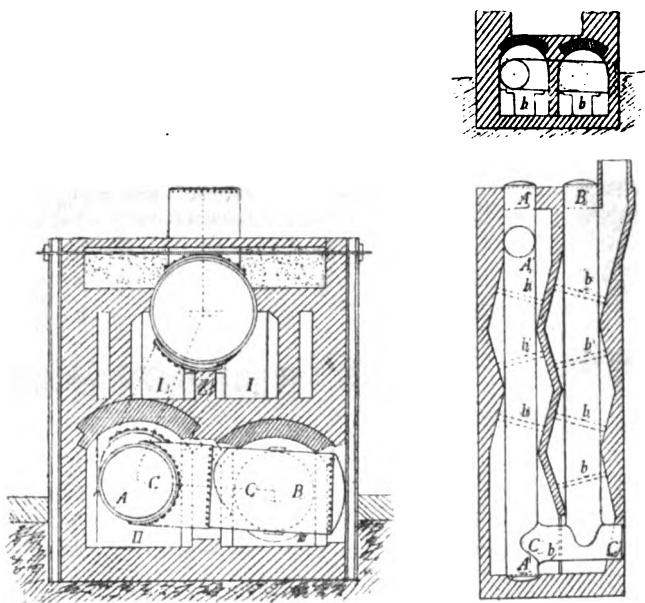



Fig. 379[1,2].

del focolare. I bollitori sono disposti in numero di due o tre sopra la graticola. Il loro diametro è piccolo, quindi sottili le lamiere ed efficace il riscaldo. Il loro fondo però si riveste facilmente di incròstazioni; il che, come rende meno attiva la superficie di riscaldo, può essere causa che le lamiere vengano bruciate. Si evita in buona parte il deposito alimentando (diversamente che nella fig. 380[1]) la caldaia superiore, e prolungando i tubi di congiunzione della caldaia coi bollitori ad una estremità, fin quasi al livello del liquido nella caldaia superiore. Si ottiene così una migliore circolazione d'acqua ed avviene nella caldaia principale il deposito incrostante. I condotti del fumo si svolgono nell'ordine 1, 2, 3; si dispongono talvolta lateralmente alla muratura uno o più *riscaldatori* cilindrici, riceventi l'acqua di alimentazione, ed assorbenti il calore del fumo nell'ultimo tratto. È tuttavia limitato il beneficio relativo; poco utile si ricava col raffreddare i gas

sotto 200°; specie poi se il combustibile è solforoso, il deposito d'acqua che si verifica sulle pareti del riscaldatore può essere causa di formazione di acido solforico, che ne intacca la parete. È utile munire i *bollitori* ed i *riscaldatori* di entrate autoclavi alla estremità. Per superfici di riscaldo superiori ai 40 mq. questi generatori sono assai voluminosi, pesanti e di difficile trasporto; si è costretti talvolta a compierne la costruzione sul posto.

Calcolo delle dimensioni (tipo *C*). Sieno: D, L diametro e lunghezza della caldaia, $l\,d$ dei bollitori, S la superficie di riscaldo, i il numero dei bollitori. Facciasi:

$$a = L/D, \quad b = l/D = \sim 3.5, \quad c = d/D = \sim 0.4,$$

m rapporto fra la superficie di riscaldo della caldaia e la sua superficie

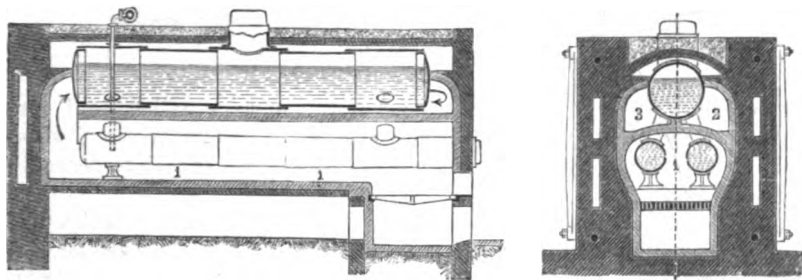



Fig. 380[1 · 2].

totale ($m = 1/2 \sim 2/3$), n rapporto fra la superficie di riscaldo del bollitore e la sua superficie totale ($n = 5/6$). Si ha:

$$\pi\, m\,.\, L\, D + i\, n\, \pi\, l\, d = S,$$

cioè

$$\pi\, D\, m\, a\, D + i\, \pi\, n\, c\, D\, b\, d = S$$

$$D = \sqrt{\left\{\frac{S}{\pi\,(m\,a + i\,n\,c\,b)}\right\}}. \qquad (2)$$

Dati pratici sul tipo fig. 380;

$$S = 21 \sim 80 \text{ mq.} \quad D = 0.9 \sim 1.30 \quad d = 0.5 \sim 0.75$$

$$L = 3.5 \sim 8, \quad l = 4 \sim 9 \text{ (metri).}$$

D) Se voglionsi più ampie superfici di riscaldo totali, si compongono le ***batterie di caldaie***, formate da un certo numero di recipienti cilindrici, collegandoli fra di loro e ad una caldaia superiore (trasversale o longitudinale) che funziona da raccoglitore di vapore.

Si ponno al riguardo citare esempi diversi. La fig. 381 dimostra l'applicazione del focolare Tenbrink a caldaie di questo tipo. Il sistema offre numerosi vantaggi: i cilindri avendo m. 0.60—0.80 di diametro sono facili a pulire ed a riparare ed atti ad alte pressioni — grande è il volume di acqua — secco il vapore — limitato lo spazio — e depurata l'acqua, se

il primo e più importante deposito si verifica nei due tubi riscaldatori *V* dell'acqua d'alimentazione. *D* è il raccoglitore di vapore.

Così può essere costituita una *batteria* colla disposizione della figura 382 con due o più gruppi terziari come quelli rappresentati nella figura, posti uno di fianco all'altro e composti d'un corpo principale di

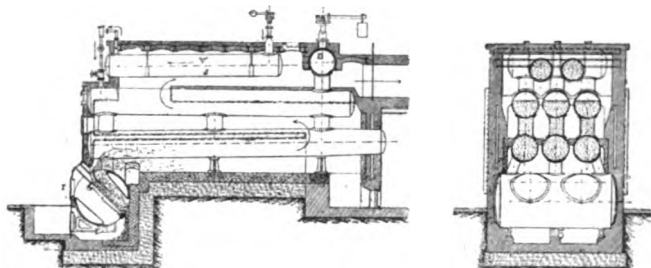



Fig. 381.

caldaia con 0.80—1^m di diametro, e due riscaldatori di 0.68—0.80. I condotti del fumo si svolgono nell'ordine 1, 2, 3. Alimentazione in *C* all'estremità dell'ultimo riscaldatore. *F* caldaia trasversale superiore raccoglitrice di vapore.

Caldaia a batteria *tipo Wiede.* Una delle ragioni che fa talvolta preferire le caldaie a tubi d'acqua è la limitazione dello spazio occupato, di fronte alle caldaie a grande volume d'acqua; ma poichè, in molte indu-

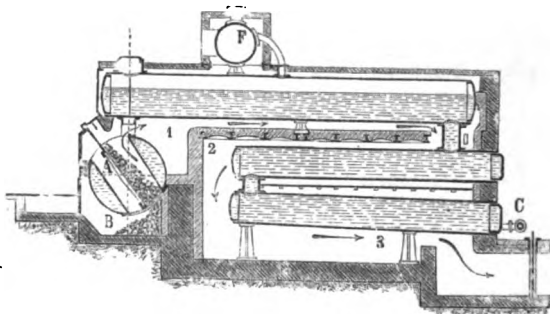



Fig. 382.

strie, non è possibile fare a meno dei vantaggi di queste ultime, specie per l'azione regolatrice sul consumo variabile di vapore che esercita la presenza del grande serbatoio di acqua, così si è studiato dal Wiede un tipo a batteria, che, raccogliendo un volume d'acqua molto elevato, occupasse nello impianto una spazio limitato, e presentasse insieme una grande superficie di riscaldo.

Il tipo rappresentato nel disegno (fig. 383) ha una superficie riscaldata di mq. 260 e consta di quattro gruppi di corpi cilindrici, divisi da convenienti pareti verticali. Ognuno di questi gruppi è costituito da cinque corpi cilindrici del diametro di m. 0.70 e della lunghezza di m. 6,50, di cui i quattro inferiori sono inclinati all'indietro di circa 100 mm. La quinta

caldaia superiore serve quale serbatoio di vapore ed è perciò ripiena di acqua solo fino alla metà. I singoli corpi cilindrici sono collegati alla parte anteriore e posteriore con tubi che funzionano al tempo stesso di appoggio, per modo che l'acqua può, senza alcun ostacolo, circolare nei medesimi. L'alimentazione d'acqua è effettuata non nel tubo inferiore, ma nel quarto tubo a contare dal disotto. Ciò ha il vantaggio che si produce in questo il deposito; in un punto cioè ove, per essere i gas inviluppanti sufficientemente raffreddati, non vi è il pericolo di bruciare le lamiere.

Tutti i quattro gruppi di caldaie forniscono il vapore in un cilindro raccoglitore che sta al disopra ed è disposto trasversalmente; questo cilindro è collegato a singoli gruppi con condotto provvisto di robinetto di chiusura. Le valvole di sicurezza sono applicate alla caldaia superiore di

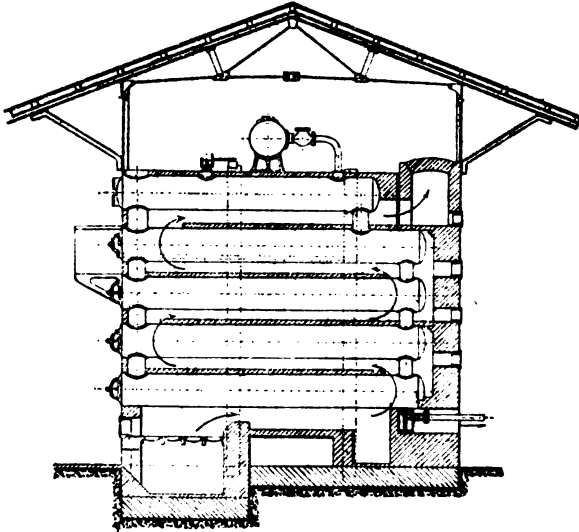



Fig. 383.

ogni singolo gruppo; quest' ultimo porta del pari l'indicatore di livello, e tutti gli altri accessori di manovra e sicurezza oltre quello specificato.

Si vuota ciascun gruppo di caldaie mediante un robinetto di scarico applicato alla parte posteriore di ciascun corpo cilindrico inferiore. La disposizione della griglia ed il percorso del fumo prima di recarsi al camino si vede chiaramente dalla figura.

La copertura che si vede nel disegno è evidentemente adatta soltanto per impianti isolati. L'altezza della muratura (i dati si riferiscono al disegno) è di m. 6.20 la larghezza di m. 6.20 e la profondità di m. 7. E ciò corrisponde ad uno spazio occupato in pianta di mq. 44 circa. All'altezza del quarto corpo cilindrico è applicato, sulla fronte, un passaggio longitudinale, sostenuto con mensole in ferro o ghisa, che facilita la ispezione e la riparazione degli apparati di sicurezza e misura.

Si costruiscono tali caldaie nei seguenti numeri:

Numero delle batterie	2	3	4	5	6.
Superficie riscaldata, mq.	130	195	260	325	390.

2.° *Caldaie a focolare interno od esterno a tubi di fiamma o di fumo.* Il secondo gruppo di caldaie a grande capacità d'acqua è costituito dalle *caldaie a tubi di fiamma o di fumo,* di cui quelle *a focolare interno* sono le più importanti.

Il numero dei tubi di fumo è ordinariamente di uno ovvero di due. Comunque sia disposto il focolare (interno od avanzato, nel qual caso esso ha la disposizione della fig. 357) i successivi giri del fumo avvengono d'ordinario in questo ordine (fig. $384^{1 \cdot 2}$). 1.° *pel tubo o pei tubi di fiamma;* 2.° *sui fianchi della calđaia;* 3.° *al di sotto della caldaia.*

Talvolta il secondo giro è fatto su un fianco della caldaia e il terzo sull'altro fianco; di rado il secondo è sotto la caldaia e il terzo lateralmente. Mentre il primo percorso ha sempre luogo di necessità lungo il tubo interno, se il focolare è interno o avanzato, nelle caldaie a focolare esterno potrebbe darsi al fumo direzione tale che esso tocchi dapprima la parte inferiore della caldaia e si svolga poi pel tubo interno. Ma tale disposizione, mentre evita il pericolo di colpi di fuoco sul cielo del tubo di

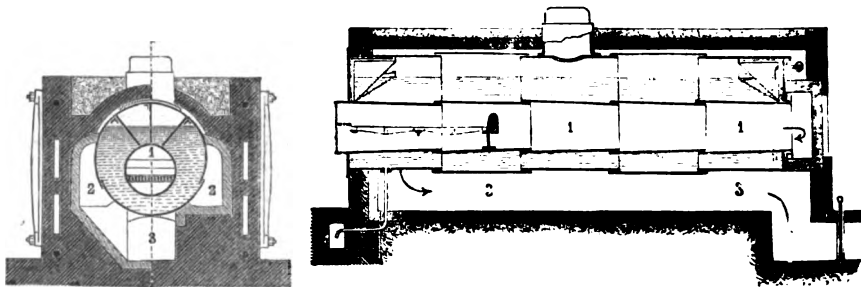



Fig. $384^{1 \cdot 2}$.

fiamma, dà minor efficacia alla superficie di riscaldo e presenta l'altro pericolo di poter bruciare il fondo della caldaia perchè vi si accumulano le incrostazioni.

L'applicazione d'un focolare esterno è spesso richiesta dalla qualità del combustibile di cui si dispone.

Talvolta si dà al fumo un percorso maggiore (due giri in più), applicando a lato due riscaldatori (0.50 - 0.70 di diametro) che ricevono il tubo di alimentazione. Non si tiene d'ordinario conto della superficie di riscaldo così aggiunta.

A) *Dimensioni delle caldaie ad un solo tubo di fumo* (fig. $384^{1 \cdot 2}$). Sieno D, d, L il diametro e la lunghezza della caldaia e del tubo-fiamma,

$$m = (2/3 \sim 1/2)$$

per la caldaia, ed n pel tubo-fiamma

$$(n = 1 - 0.8)$$

come a formula (2);

$$c = d/D = 0.5$$

o generalmerite

$$d < D/2 + 0^{m}.05$$

Sarà:

$$\pi \, m \, L \, D + d \, \pi \, l = S,$$

quindi

$$D = \sqrt{\frac{S}{\pi\, a\,(m + c)}}\,. \qquad (3)$$

La sezione del tubo-fiamma deve essere sufficiente per servire da condotto del fumo, o da focolare; la minima distanza b tra il fondo del tubo e la parete della caldaia si fa di $0^m.13 \sim 0^m.15$; la massima distanza a si fissa in modo che un uomo vi possa accedere facilmente: $a \gtreqless 0^m.6$. Ammesso che il rapporto fra la superficie di riscaldo e la sezione del tubo sia di 80, si ha il minimo diametro e la lunghezza conveniente della caldaia colla:

$$\left.\begin{aligned} &D = d + a + b = {}^1/_2\, D + 0.05 + 0.06 + 0.15 \quad \text{cioè} \quad D > 1.40 \\ &{}^1/_{80}\,(\pi\, {}^D/_2 + \pi\, d)\, L = \frac{\pi}{4}\, d^2 \quad (\text{e per } d = {}^D/_2) \quad L = 5\, D. \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

Se lo sviluppo dei condotti non dovesse essere $< 33^m$ sarebbe $L = 11$,

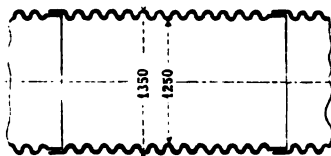



Fig. 385.

perciò $D = 2.20$. Quindi, per tale tipo, i limiti estremi più proprii si avrebbero per $D = 1.4 \sim 2.20$ ed $L = 5\, D$.

In pratica i costruttori usano per

$$S = 10 \sim 60 \text{ mq. } D = m\ 1.25 \sim 1.8,\quad d = m\ 0.60 \sim 0.90,\quad L = m\ 4.5 \sim 9.$$

Se il focolare è interno conviene talvolta, per la natura del combustibile che richieda un' ampia griglia, che il primo tratto del tubo-fiamma abbia maggiore diametro che non la parte interna residua.

Il tubo interno si forma assai opportunamente colle lamiere ondulate Fox (fig. 385) specialmente nella parte anteriore.

La ditta *Schultz Knaudt* costruisce un tipo speciale di caldaia a focolare interno a lamiera ondulata, che si è oggi largamente diffuso, ed è adottato dalle migliori ditte costruttrici di generatori di vapore. La sezione longitudinale e trasversale ne è rappresentata nelle due fig. 386, 387. Il tubo focolare è in lamiera ondulata; i suoi elementi si riunivano prima per chiodatura ed oggi si riuniscono per saldatura tanto sul giunto longitudinale che sul giunto trasversale; detto tubo è spostato rispetto all'asse per due ragioni: l'una per poter aumentare lo spazio libero fra la linea inferiore di detto tubo e quella della caldaia, e ciò allo scopo precipuo di rendere più comoda la pulitura del generatore per le incrostazioni che si raccolgono sul fondo; l'altro, perchè la massa d'acqua che si trova alla sinistra del generatore si riscalda più vivamente di quella a destra e dà perciò luogo ad un moto di circolazione che rende più attiva la superficie di riscaldo. La resistenza del tubo essendo maggiore, tali caldaie sono atte ad elevate pressioni.

Il percorso del fumo avviene nell'ordine dei condotti I, II, III.

La caldaia *Schultz-Knaudt* è caratteristica ancora per le dimensioni del tubo di fiamma (tubo Fox: $d = 1.20$) il grande diametro della caldaia ($D = 2 - 2.20$) e la lunghezza ($l = 8 - 12^m$); con essa ottiensi una superficie di riscaldo superiore ai dati precedenti. La graticola è ampia.

Con altra disposizione di caldaia *Schultz-Knaudt,* che è rappresentata nella fig. 388[1, 2], i prodotti dalla combustione, entrati nella camera *d,*

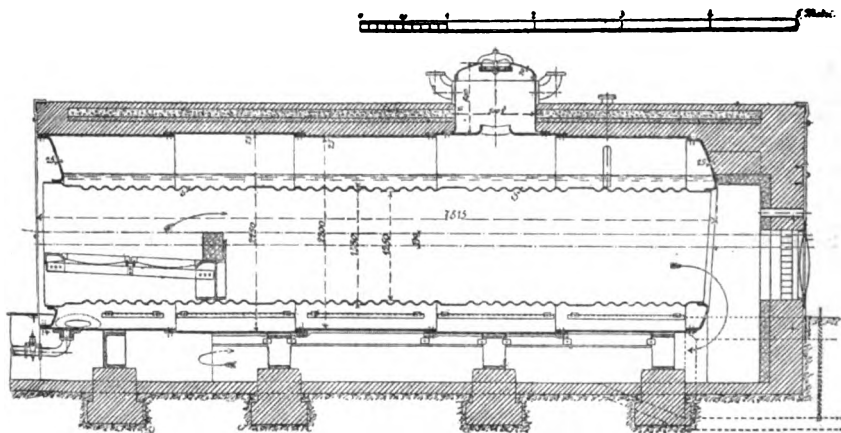



Fig. 386.

percorrono tre giri entro al focolare con canali formati in parte di muratura e nell'ordine *a, b, c;* quindi i condotti eterni. Anche questo tubo è disposto lateralmente all'asse. Tale sistema di condotto esige però tiraggio più attivo dell'ordinario. Esperienze di vaporizzazione avrebbero provato che l'83 % del potere calorifico del combustibile viene utilizzato, con eccesso di aria solo di $1/4$ del teorico, ed una produzione media di 24 kg. per mq. e per ora.

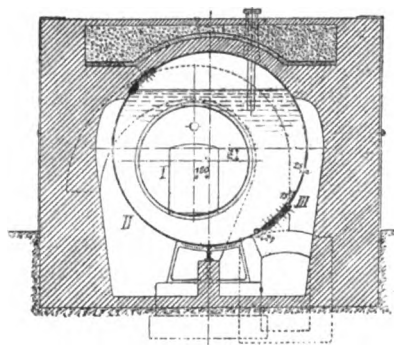



Fig. 387.

B) Maggiore ampiezza della superficie di riscaldo si ha colle *caldaie a due tubi di fiamma*, o, *secondo il caso, a due focolari interni.* Il diametro della caldaia, assunte le denominazioni precedenti e detto *i* il numero dei tubi-fiamma, si ha allora dalla

$$D = \sqrt{\frac{S}{\pi\, a\,(m + i\,c)}}. \tag{5}$$

I dati pratici sulle proporzioni delle varie parti sono i seguenti:

Se si assume il dato che la distanza minima fra i due tubi sia di $a = 0.270$, che la distanza dal tubo alle pareti sia di $b = 0.14$ almeno. $d = {}^1/_3\, D$, e che il rapporto fra la superficie di riscaldo $(\pi\, {}^{D^2}/_2 + 2\pi\, d)\, L$

e la sezione dei due tubi $2\pi\, d/_4$ sia eguale a 80, si ha, supponendo $D >$ di 5 cm. della proiezione su di esso della corda che corrisponde ai centri dei tubi,

$$\left.\begin{array}{l} D = a + 2\,b\,0.05 + 2\,d = 0.07 + 0.28 + 0.05 + {}^2/_3\,D \text{ cioè } D > 1.77 \\ {}^1/_{80}\left(\dfrac{\pi D}{2} + 2\,d\,\pi\right) l = 2\,\pi\,\dfrac{d^2}{4} \text{ e per } d = {}^1/_3\,D \quad L = 3.80\,D \end{array}\right\} \quad (6)$$

e posto come massimo $l = 11^m$, si otterrebbe $D = 2^m.89$.

Così, per caldaie a due tubi, i limiti più convenienti del diametro variano da 1.77 *a* 2.89 *e quelli della lunghezza variano da* 3 *ad* 8 *volte il diametro.* I valori pratici dei diametri sono però ordinariamente di

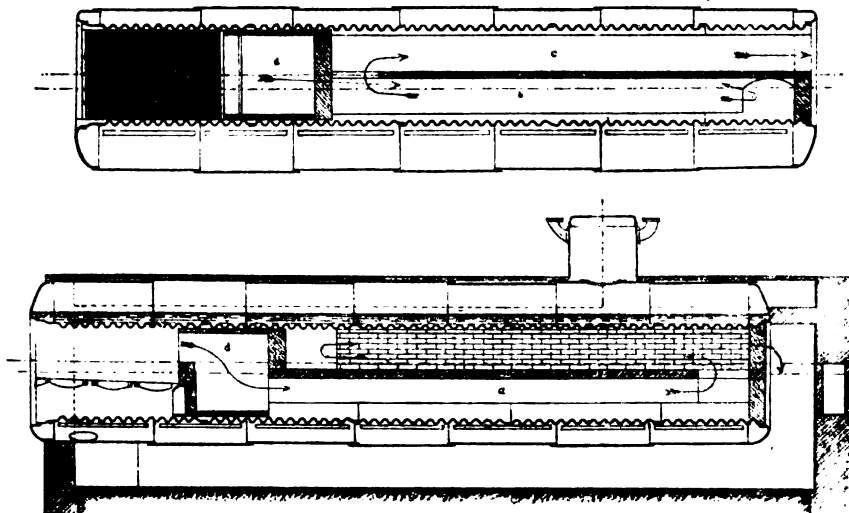



Fig. 388[1, 2].

$D =$	1.80	1.90	2.—	2.10	2.20
$d =$	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85

S varia da 35 a 90 mq.

Si hanno caldaie a due tubi di fiamma con focolare esterno od interno, con o senza lamiere Fox, secondo il tipo delle figure più addietro. A titolo di esempio viene citata senz'altro la fig. 389, che dà la sezione trasversale di una caldaia a due batti-fiamma. (Percorso del fumo nell'ordine I, II, III.)

La fig. 390 presenta l'impiego di una graticola a gradini; il focolare è applicato sulla fronte della caldaia davanti al tubo del fumo; l'alimentazione del combustibile (che può essere carbone in polvere, segatura, pula di riso, ecc....) è fatta automaticamente della tramoggia R.

Nelle caldaie a doppio tubo, per le piccole dimensioni che assume il focolare interno, può essere talvolta conveniente di costituirlo con tubo unico a sezione ovale da cui si dipartano poi al di là del focolare i due tubi di fiamma.

C) Si aumenta ancora la superficie di riscaldo, tanto nelle caldaie ad uno come a due tubi fiamma, mediante l'impiego dei ***tubi d' acqua Galloway***.

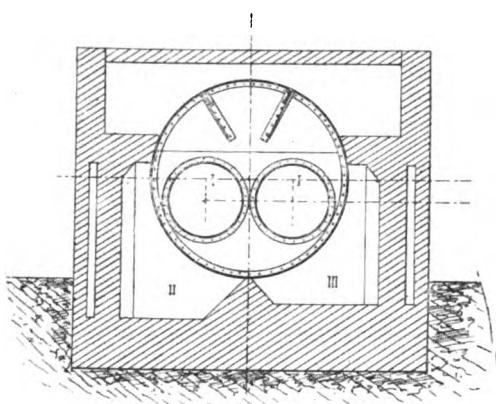



Fig. 389.

Un tubo Galloway (fig. 391) (conico a sezione ovale o circolare) viene disposto col proprio asse trasversalmente al tubo di fiamma, in guisa da essere colpito direttamente dalla fiamma, frazionarla, rendere più efficace e completa la combustione, e produrre attiva circolazione di acqua. Sono ordinariamente disposti nei due modi che indica la fig. 392; e sono otte-

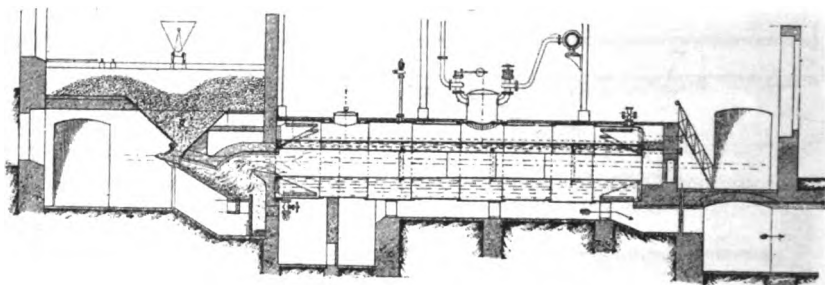



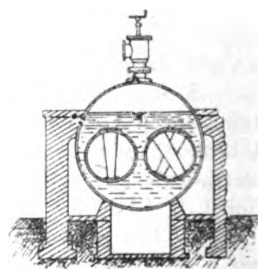
Fig. 390.

nuti per saldatura; il loro spessore è di 7 ∼ 8 mm., il diametro medio del cono 20 cm., la superficie di riscaldo di circa mq. 0,45, in buona parte agente come superficie diretta. Si sono recentemente costrutti anche tubi Galloway cilindrici.

D) Trovasi ancora adoperata, in condizioni particolari, ***una disposizione speciale per caldaie fisse a tre tubi di fumo.***

Fig. 391.

Fig. 392.

Fig. 393. Essa è tale che il fumo non viene a contatto coll'esterno della caldaia: la muratura richiesta è limitata, e fra certi limiti, malgrado la grande capacità d'acqua, può darsi alla caldaia il nome di trasportabile. Il focolare sta in uno dei tubi laterali più alti, che il fumo percorre per primo, d'onde

come indicano le freccie, passa al II ed al III e di qui al camino. L'esterno della caldaia, che il disegno dà rivestito di muratura, è talvolta rivestito di legno interponendo fra questo e la caldaia materiale isolante. Il loro impiego è limitato a superfici di riscaldo di 3 a 25 mq. Entro questi limiti la caldaia a tre tubi di fiamma è adoperata anche come caldaia verticale nel modo che indica la fig. 394.

Osservazioni su vari tipi di caldaie a tubi di fiamma e fumo. Le caldaie a tubo di fiamma o Cornovaglia costituiscono il tipo che è più diffuso, specialmente in Italia. Fino a che la superficie riscaldata non superi un dato limite il tubo focolare è unico. Nel caso però che si debba sce-

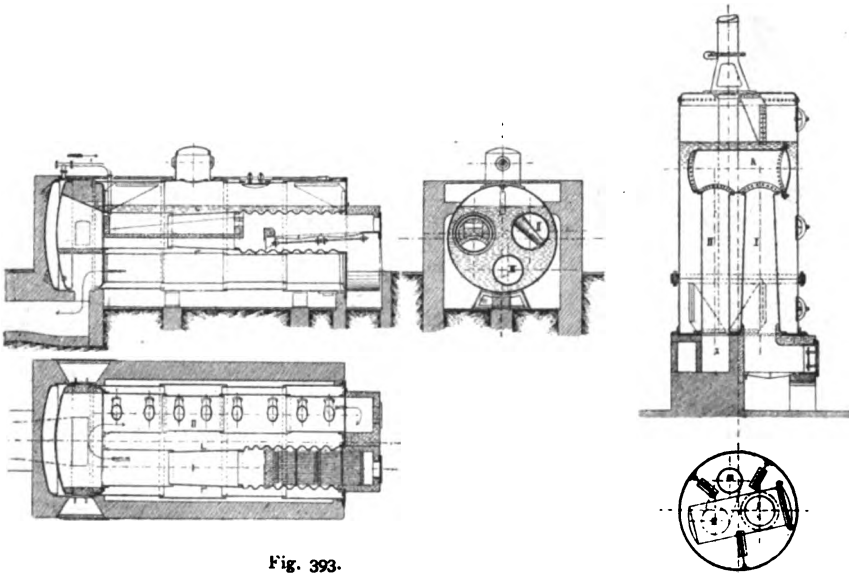



Fig. 393.

Fig. 394.

gliere fra le caldaie ad uno o due tubi, si preferiscono le caldaie a due tubi ed a focolare interno, come quelle che, ad egual sezione di condotto del fumo, presentano maggior superficie di riscaldo ed hanno lo spessore delle lamiere più sottile che quelle ad un tubo, ed in ogni caso sono in migliori condizioni di resistenza avuto riguardo al modo di sollecitazione; però, se la superficie di riscaldo deve essere minore di 40 mq. la graticola offrirerebbe una sezione troppo piccola. Malgrado sia elevato il peso della caldaia, pure, in riguardo al grande volume d'acqua e di vapore contenutovi, esse richieggono uno spazio limitato. L'uso ne è larghissimo: la statistica delle esplosioni è loro favorevole, il che è dovuto in gran parte ai mezzi coi quali si è aumentata la resistenza del tubo contro la pressione esterna. Di questi il più notevole è quello delle lamiere ondulate che risolve ad un tempo la doppia difficoltà della resistenza del tubo e delle deformazioni di esso rispetto al corpo principale pel diverso grado di riscaldo e di dilatazione. Al capitolo XXV del *Costruttore di macchine,* n.° 287, sono

indicati gli altri sistemi adoperati per aumentarne la resistenza; anche i tubi Galloway rendono più resistente il tubo centrale; si adoperano talvolta nella congiunzione delle lamiere del focolare i cosidetti giunti di dilatazione, come nella caldaia Fairbairn (vedi il § 3.°); si è cercato anche ultimamente con successo di fare i vari tratti del tubo saldati in guisa da evitare la chiodatura longitudinale.

3.° *Caldaie combinate.* Coi tipi semplici esaminati nei numeri pre-

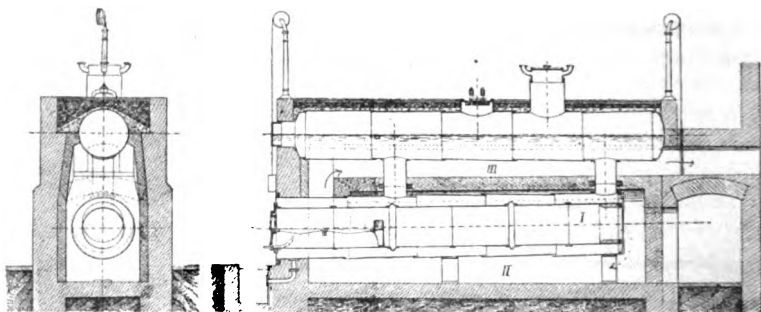



Fig. 395.

cedenti si formano caldaie a disposizioni combinate molto varie, di cui nella grande varietà solo alcune possiamo ricordare.

Si hanno caldaie a uno o due tubi di fiamma con focolare anteriore

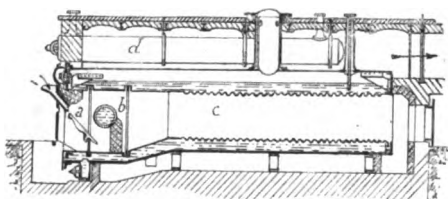
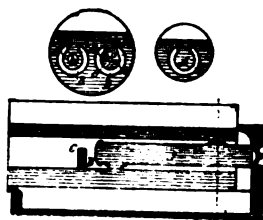



Fig. 396. Fig. 397.

e camera di combustione (vedi fig. 357) cui è talvolta unito un riscaldatore. Così dicasi della disposizione Fairbairn (fig. 395) che raggiunge i due scopi, di diminuire il diametro e lo spessore della caldaia entro cui trovasi il tubo focolare e di disporre il focolare sull'asse della prima, aumentando per converso il diametro di esso; anche la ripulitura interna è così facilitata. Altro esempio è dato da una combinazione di caldaia a due focolari interni, con due riscaldatori dell'acqua di alimentazione indipendenti dalla caldaia e posti nell'ultimo condotto del fumo. Citiamo infine: la caldaia *Kuhn* (fig. 396 con due riscaldatori *d*, tubo di fiamma Fox, e focolare *a b* analogo al Tenbrink) e la caldaia Jork (fig. 397) dove un bollitore è disposto longitudinalmente nel tubo di fiamma.

In questa caldaia il bollitore è talvolta tubulare, come vedesi dalla sezione; ma il sistema rientra allora in parte nel gruppo di caldaie che si esaminano in appresso.

14. Caldaie a medio volume d'acqua e loro disposizioni principali. — Le caldaie di questo gruppo possono pensarsi derivate dal gruppo precedente, a grande capacità d'acqua, quando il corpo cilindrico semplice del generatore si faccia longitudinalmente attraversare da una serie numerosa di *tubi di fumo* aventi piccolo diametro, per cui passano i prodotti della combustione; ovvero quando, nel caso speciale delle caldaie a tubo di fiamma, quest'ultimo sia attraversato da *tubi d'acqua* del tipo Galloway; o quando oltre ai corpi cilindrici semplici esistano fasci di *tubi d'acqua*. Si ottiene così un aumento considerevole della superficie di riscaldo rispetto alla capacità d'acqua in caldaia.

Le caldaie a soli tubi di fumo o *caldaie tubolari*, che hanno principale impiego nelle locomotive, sono diffuse per rapidità di evaporazione anche negli impianti fissi. La superficie di riscaldo che i tubi presentano è infatti delle più convenienti, sia per la sottigliezza loro (tanto minor spessore richiedendosi quanto più piccolo è il diametro) sia perchè la corrente gasosa è in essi suddivisa in piccoli getti, quindi il contatto di

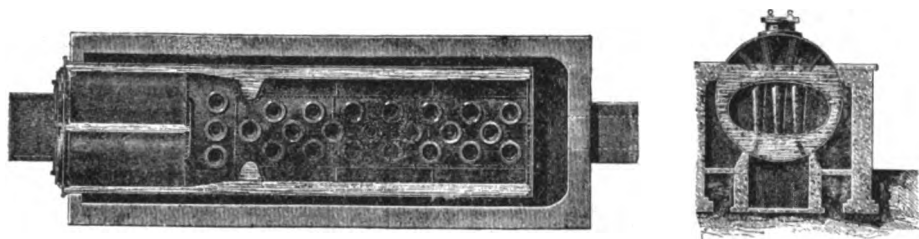



Fig. 398.

essa colle pareti è assai intimo. I tubi di fumo sono in ottone, ferro, od acciaio, con un diametro esterno di 43—90 mm., uno spessore da 2 ~ 4 e talvolta 5 mm. Si fissa un limite minimo del diametro (43—52 mm.) perchè non sia resa troppo difficile la pulitura dai depositi del fumo. La lunghezza dei tubi è generalmente limitata, il rapporto fra di essa ed il diametro interno variando da 40 ~ 80 (le massime lunghezze si hanno nelle locomotive). La pulitura dei tubi sulla superficie esterna dalle incrostazioni è disagevole per la loro vicinanza; il modo di fissazione alle piastre esterne non ne facilita l'estrazione; talvolta però si dispongono le cose in modo che le due piastre coi tubi unitivi possano mediante lo scioglimento di viti di fissazione essere levati d'un pezzo per procedere alla ripulitura; sarà sempre utile con queste caldaie, in ogni caso, di provvedere ad una depurazione dell'acqua alimentare, perchè sia minimo il deposito.

Dividiamo le caldaie di questa categoria in *orizzontali e verticali*, e ciascun gruppo in caldaie *a tubi d'acqua o di fumo*.

I. *Caldaie a medio volume d'acqua orizzontali.*

A) *Caldaie con tubi d'acqua.* Indichiamo due esempi di questa costruzione e cioè:

1.° *Caldaia a tubi Galloway* rappresentata colla fig. 398. I due tubi di fiamma si riuniscono dopo al focolare in un sol tubo elittico. I tubi d'acqua sono disposti *a quinconce.*

2.° *Caldaie a tubi d'acqua Esslinger.* (Fig. 399) con tubi di piccolo diametro di forma cilindrica investiti dal fumo nel secondo giro. Come dal disegno il generatore raccoglie ad un tempo il focolare Tenbrink *A*, una caldaia semplice a tubo di fiamma *B D*, il bollitore *F*, e la caldaia a tubi d'acqua.

B) Di uso più frequente sono le caldaie *con tubi di fumo.*

1.° L'applicazione dei *tubi di fumo alle caldaie a bollitori,* viene fatto nel modo più semplice, come a fig. 400 (sezione trasversale). Il fumo nel 1.° percorso lambisce i due bollitori, e la parte inferiore della caldaia principale, ritorna sul davanti attraverso i tubi e per i condotti *A A*, passa al camino (laterale o posteriore) in *C*. Diverse del resto possono farsi le successive direzioni del fumo. La caldaia può essere ad un bollitore e con un numero di tubi variabile da 20—40 e, superiormente riscaldata, di 20—40 mq., con lunghezze totali di m.[1] 2.7 ~ 3.5. Con due bollitori, il numero dei tubi varia da 40 ~ 130: la superficie di riscaldo da 50 ~ 160 mq., la lunghezza totale da 3,5^{m} a 5; a questo tipo si applica talvolta (caldaia

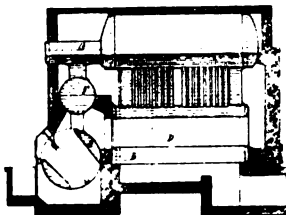



Fig. 399.

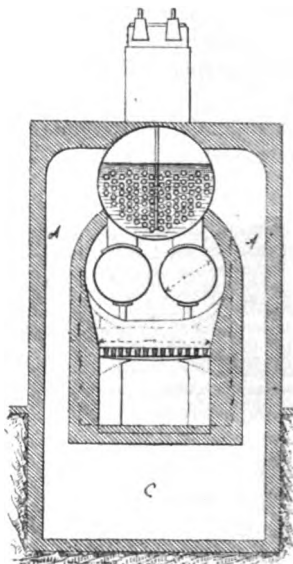



Fig. 400.

Pauksch) il focolare Tenbrink. Si hanno anche caldaie tubolari senza bollitori; come nel tipo *Bolzano-Tedesco.* Tutti questi tipi dànno lunghezze limitate di caldaia a cagione della lunghezza dei tubi.

Numerosi sono gli esempi di *sistemi combinati di caldaia a tubo di fiamma od a focolare interno con tubi di fumo* (come le caldaie da locomotive e da locomobili), usati talvolta negli impianti fissi pel poco spazio richiesto e la facilità di montatura, col nome di *caldaie semifisse.* La figura 401 ne indica la disposizione. La superficie di riscaldo varia da 3 mq. ai 40 mq., e in relazione i valori di

$$A = 0.36 - 0.9 \quad B = 0.4 \sim 0.95, \quad D = 0.48 - 1.10 \quad E = 0.55 \sim 1.20$$

$$F = 0.78 \sim 1.80 \quad G = 0.5 \sim 1.20 \quad H = 1 \sim 3 \text{ (metri)}.$$

2.° I prodotti della combustione arrivano però al camino con temperatura eccessiva. Si dà al fumo un percorso maggiore nei sistemi *a ritorno di fiamma.* Il generatore è allora composto con un tubo di fiamma

al cui estremo i prodotti della combustione ritornano sul loro cammino fin sulla fronte della caldaia frazionati in numerosi tubi. La costruzione

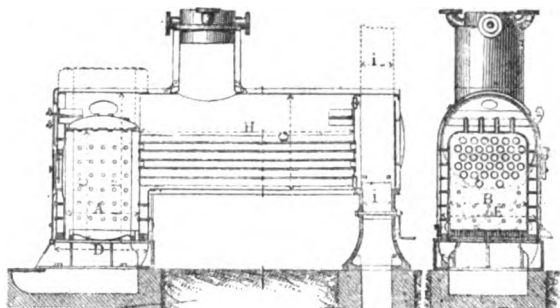



Fig. 401.

è assai usata nelle caldaie marine, prestandosi ad una notevole diminuzione dello spazio richiesto dalla caldaia.

Ne sono esempio le fig. 402[1, 2]. Alla prima è talvolta applicato su-

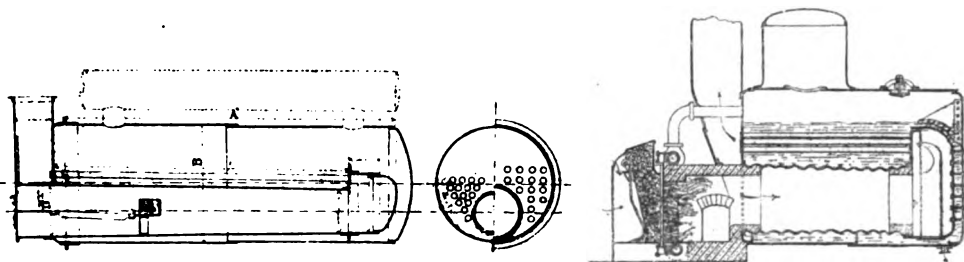



Fig. 402[1, 2].

periormente un raccoglitore a vapore. La superficie di riscaldo (impianti fissi) varia da 6 ~ 100 mq. La lunghezza *A* da 1.75 a 6m.30. Il diametro *B*

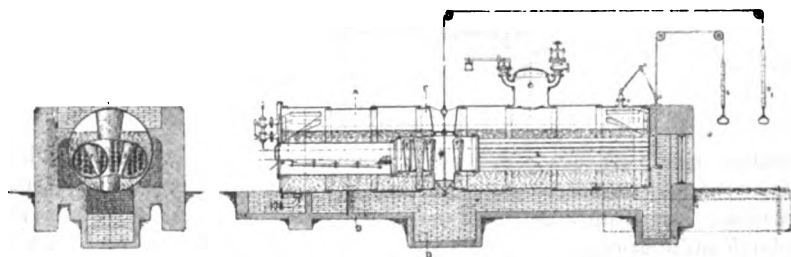



Fig. 403.

da 0.80 ~ 2.15. La seconda figura dimostra l'applicazione fatta alla caldaia del tubo Fox e della graticola Donneley.

3.° Citiamo da ultimo i seguenti due esempi di forme più complesse:

La caldaia *Piedboeuf* (fig. 403), costituita di due focolari interni con tubi Galloway; la metà posteriore dei tubi di fiamma è sostituita da tubi di fumo.

La caldaia *Seiffert* (fig. 404[1 · 2]) (tipo semifisso), è a focolare interno con un sistema di tubi d' acqua Dulac sospesi in sostituzione dei tubi Galloway (vedi appresso). In *b* è la parte che riceve l'alimentazione ed il duomo di vapore; la parte anteriore della caldaia e la posteriore *b* sono munite di un fascio tubolare *a*, che è inviluppato dai prodotti di combustione prima del loro arrivo al cammino.

La caldaia *Sellers* (fig. 405) contiene nella parte posteriore il sistema di tubi di fumo *h* e nella parte mediana il tubo focolare a lamiera on-

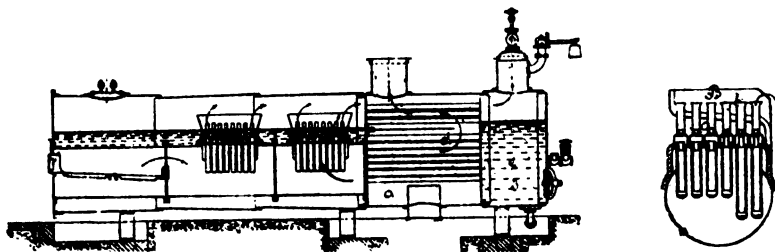



Fig. 404[1 . 2].

dulata, provvisto di tubi Galloway. I prodotti a combustione si svolgono dalle griglie *d* per *e*, inviluppano i tubi Galloway *c*, e passano alla camera *i*; da *i* sono aspirati traverso i tubi *h* nella camera anteriore *k*, inviluppano l'esterno della caldaia e passano per *m* al cammino.

La caldaia *Weinling* (fig. 406), che consta di due caldaie distinte sovrapposte, l'una a focolare interno, l'altra tubulare, provviste ciascuna del

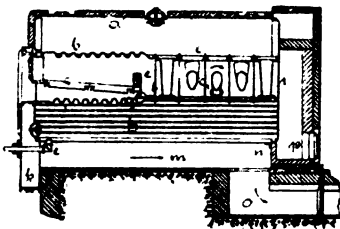



Fig. 405.

relativo spazio d'acqua e di vapore. L'alimentazione è fatta nella caldaia superiore (ove avviene il deposito delle incrostazioni che riesce quivi, per la minor temperatura del fumo meno pericoloso), l'eccesso discende pel tubo *R* all'inferiore; le capacità di vapore comunicano con *T*. Le esperienze dànno per tale tipo una utilizzazione del 75 % ed una produzione media per mq. ed ora di 15 kg. di vapore. I dati pratici sulle dimensioni sono: superficie di riscaldo da 80 a 150 mq.; diametro e lunghezza: per la caldaia inferiore da 3^m a 6^m per la superiore da $2.2 - 3^m.50$. Diametro dei tubi da 70 a 90 mm.

Calcolo del diametro esterno delle caldaie tubolari semplici. Sieno:

L, lunghezza della caldaia; *d* diametro interno d'ogni tubo; loro distanza da centro a centro 1.5 *d*; $z = {}^L/_d = 20 \sim 80$; S_1 superficie di ri-

scaldo dei tubi, S_2 della caldaia, $S_1 + S_2$ totale. Se il numero dei tubi è dato da n^2, il lato del quadrato che contiene n^2 tubi sarà 1.5 $d . n$, e la diagonale del quadrato sarà il diametro D della caldaia. Quindi:

$$D . \text{sen } 45^\circ = 1.5 \, d . n ;$$

e, dato D,

$$n = \frac{D . \text{sen } 45^\circ}{1.5 \, d} . \tag{6}$$

Il numero n^2 è anche dato dato

$$\pi' d . z d n^2 = S_1$$

ovvero

$$\pi \, d z \, d \left(\frac{D \text{ sen } 45^\circ}{1.5 \, d} \right)^2 = S_1$$

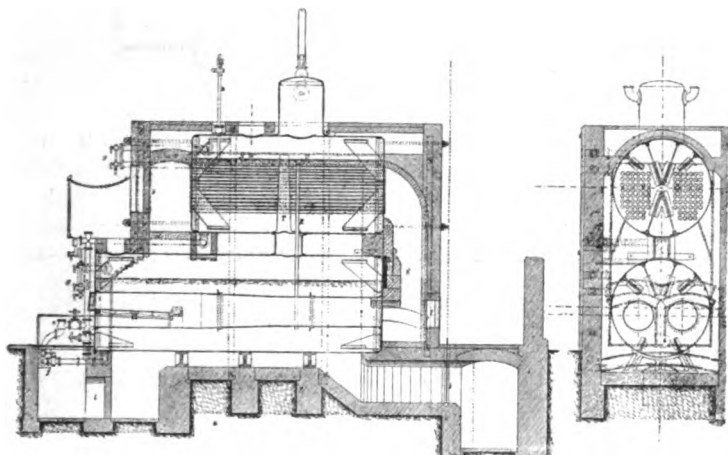



Fig. 406.

quindi

$$\tfrac{2}{9} \, \pi \, z \, D^2 = S_1 . \tag{7}$$

Così, poichè S_2 è dato da $\pi D z d . m = S_2$ dove $m = \tfrac{1}{2} \sim \tfrac{2}{3}$, (8)
sarà, combinando le (7) ed (8),

$$D^2 + D \, d . m . \tfrac{9}{2} = \frac{S}{\pi z} \tfrac{9}{2} ,$$

e

$$D = \sqrt{\left\{ m^2 d^2 \frac{81}{16} + \frac{9 S}{2 \pi z} \right\}} - \tfrac{9}{4} \, m \, d . \tag{9}$$

II. *Le caldaie verticali a medio volume d'acqua* hanno una applicazione limitata alle piccole forze ed ai casi speciali in cui richiedasi economia di spazio. Ne ricordiamo brevemente alcuni tipi principali.

A) Alle caldaie verticali *con tubi d'acqua* appartiene la ordinaria caldaia a bollitori trasversali (fig. 407[1]). (Hermann La Chapelle). Essa presenta facilità di pulitura; meno facile a ripulire, ma con circolazione più attiva è la caldaia fig. 407[2]. Il tipo più importante a tubi d'acqua è però

offerto dalla caldaia Field (fig. 408$^{1 \cdot 2}$). Dal focolare *B* della caldaia cilindrica *AA* discendono, sospesi al ciclo di esso, i tubi d'acqua riceventi l'azione della fiamma diretta (resa più attiva dal diaframma *E* e che l'obbliga a ripiegarsi) e così disposti da produrre una energica circolazione d'acqua. Il dettaglio d'un tubo è dato in sezione dalla figura laterale, in cui le freccie indicano il senso della circolazione; questa disposizione antica ha però l'inconveniente che il vapore esce dal tubo in un punto più

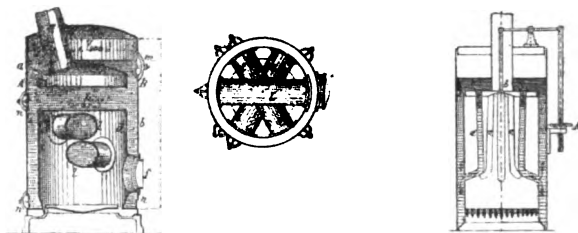



Fig. 407$^{1 \cdot 2}$.

basso della bocca di introduzione, per cui parte di vapore ritorna nel tubo, ed il livello del liquido viene fortemente agitato. Migliore è la forma di

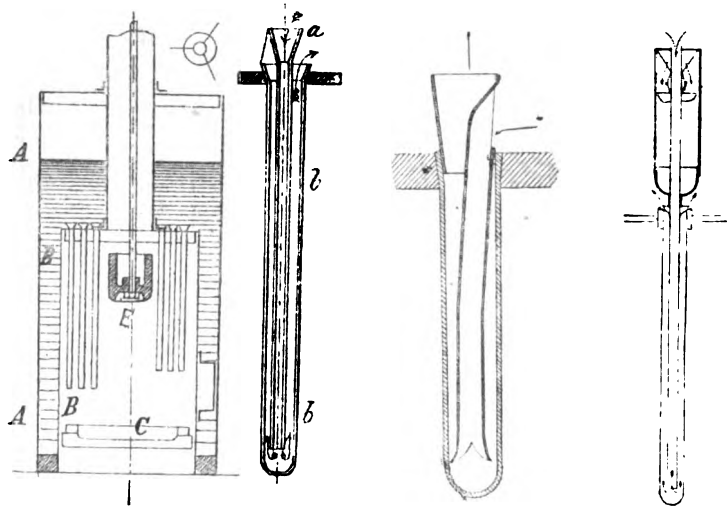



Fig. 408$^{1 \cdot 2}$. Fig. 409^{1}.

tubo suggerita da Todd (fig. 408^{2}). Quanto più attiva è la vaporizzazione e la circolazione, tanto più limitato è il deposito di incrostazioni. Il vapore tuttavia riesce alquanto umido.

La caldaia Dulac (Parigi, 1889), è un tipo misto di caldaia a tubi d'acqua formata da due corpi cilindrici collegati da un tubo orizzontale (fig. 409^{2}); un fascio di tubi del tipo Field sovrasta al focolare direttamente; la loro sezione è rappresentata nella fig. 409^{1}; al piccolo tubo interno è unita una camera di deposito delle incrostazioni fuori del contatto colle lamiere riscaldate.

I gas, lambiti i tubi, seguono il cilindro orizzontale, discendono intorno al secondo campo verticale che si prolunga più in basso del primo, poi vanno al camino; l'alimentazione si fa pel secondo corpo di caldaia, e qui si accumulano i depositi.

Altro tipo di caldaia verticale, con focolare orizzontale, che si distacca nella forma delle precedenti e la caldaia Laharpe (fig. 410). Si compone di un corpo verticale *b b*, nel quale è collocato un cilindro munito di numerosi tubi verticali *d d*, all'intorno dei quali l'acqua circola vivamente per effetto dell'ebullizione, la loro estremità essendo aperta nell'acqua. La presa di vapore è in *c*, e di qui il vapore circola in un fascio di tubi dis-

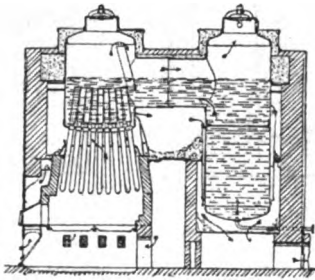
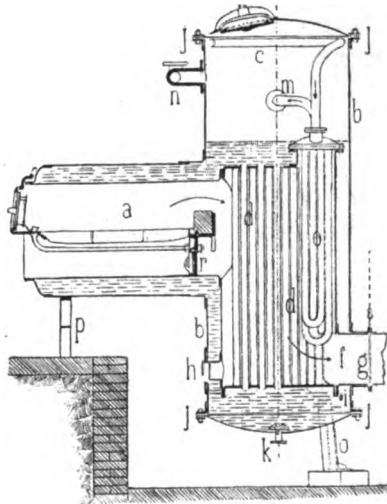



Fig. 409[2]. Fig. 410.

seccatori *e*; l'uscita di vapore è in *m*; il focolare è in *a*, lo scarico pel camino in *f*.

B) La più semplice caldaia verticale *a tubi di fumo* è data dalla fig. 411[1]. Al tipo delle caldaie verticali a medio volume d'acqua appartengono ancora alcune disposizioni recentemente adottate per le piccole industrie. Lo scopo loro precipuo è stato di concentrare in piccolo spazio una grande superficie di riscaldo, utilizzando il calore meglio che non sia fatto colle caldaie comuni. Ne sono esempio: la caldaia Ellis, fig. 411[2]; i prodotti di combustione svoltisi dal focolare *A* seguono le linee delle freccie passando, traverso i tubi *F F*, *G G*, nella capacità *I*: la caldaia Stehlick, fig. 411[3], dove i tubi si ripiegano verso il basso scaricandosi nel camino alla parte inferiore: sul telaio, lateralmente, è montata la piccola motrice; il telaio racchiude acqua per l'alimentazione, riscaldata dal vapore di scarico; efficace è la disposizione della caldaia Norton, fig. 411[4], che non richiede spiegazione. Caratteristica è la caldaia Meyn, usata ove vogliasi concentrare in un piccolo spazio una grande superficie di riscaldo (da 60 ~ 120 mq.). Dal focolare *A* (fig. 412) i prodotti della combustione passano nella camera *B B*, cilindrica, formata con pareti liscie od ondulate;

tale camera è verticalmente traversata dai tubi d'acqua n a sezione ovale molto allungata; il fumo, salendo pei tubi disposti sopra la camera anulare B, involge il duomo di vapore O, lambisce il serpentino di presa del vapore e sfugge al camino.

Il calcolo delle caldaie verticali a tubi di fumo semplici è analogo al precedente. D diametro della caldaia, d dei tubi, l loro lunghezza ($l = z\,d$ ove $z = 30 \sim 50$). Il numero n dei tubi, distanti da centro a centro $1{,}5\,d$, si ha da (vedi notazioni a pag. 431)

$$\frac{\pi D^2}{4} = n \, . \, 1.5\, d^2,$$

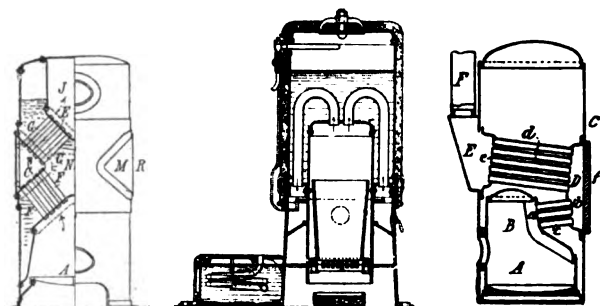
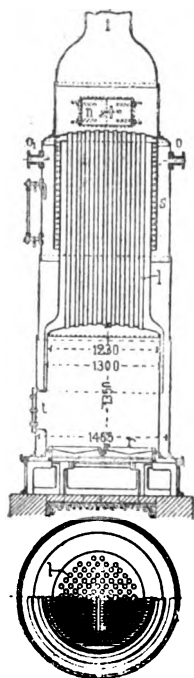



Fig. 411[1, 2, 3, 4].

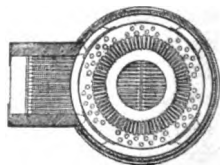
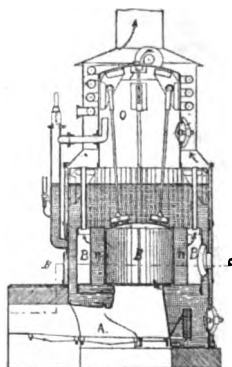
quindi

$$D = \sqrt{\left\{\frac{n \, . \, 1.5\, d^2}{1.785}\right\}},$$

$$S = D\, m\, n\, z\, d + n\, \pi\, d\, z\, d$$

$$D = \sqrt{\left\{2 \, . \, d^2\, m^2 + \frac{S}{2} \, . \, 0{,}9\right\}} - 1.45\, d \, . \, m. \qquad (10)$$

Fig. 412.

17. *Caldaie a piccolo volume d'acqua.* — *Caldaie a tubi d'acqua od inesplodibili.* Le caldaie a piccolo volume d'acqua sono composte nella loro parte essenziale, da un fascio di tubi d'acqua aventi limitato diametro, fra loro comunicanti, e lambiti all'esterno dai prodotti della combustione. La denominazione di ***inesplodibili***, data ai generatori così composti, deve intendersi nel senso che la disposizione della caldaia, e la forma delle sue parti, rendano difficile una rottura per deficiente resistenza, e che in ogni caso, ove questa pure avesse a prodursi, non ne conseguano i disastri che accompagnano tali gravi accidenti. Componendo infatti una

caldaia a piccoli tubi d'acqua si scemano le probabilità di rottura; dando ad essa una piccola capacità d'acqua si diminuisce la quantità di materia esplosiva e quindi la istantanea produzione di una gran massa di vapore all'atto stesso in cui, verificandosi una rottura, l'acqua contenuta nella caldaia è soggetta ad un immediato abbassamento di pressione. Questo vantaggio si accentua pel fatto constatato che esiste nei tubi più che altro una miscela d'acqua a vapore; onde la massa d'acqua effettiva riesce ancor più diminuita.

Queste caldaie richiedono, per un lavoro regolare, l'uso di alte pressioni. Presentano però alcuni inconvenienti. È difficile in esse: 1.° Ottenere una pressione costante se avvengono variazioni nel regime di alimentazione e di presa del vapore. 2.° Il vapore secco, essendo l'acqua trascinata nella

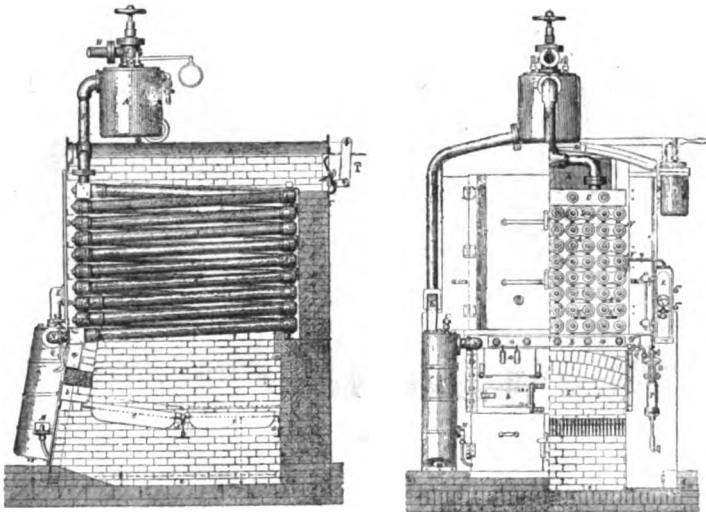



Fig. 413[1, 2].

rapida vaporizzazione. 3.° La chiusura perfetta dei giunti numerosi. 4.° La regolare pulitura pei tubi dalle incrostazioni. Numerosi tipi si sono venuti studiando in questi ultimi anni, anche per correggere alcuni degli inconvenienti ora enunciati; noi accenneremo di volo ad alcuni dei più conosciuti.

La caldaia *Belleville* (fig. 413[1, 2]) componesi d'un fascio di tubi *A A* disposti sopra un focolare a griglia spezzata. Il fascio totale è costituito da un dato numero di *elementi*, ciascuno dei quali è formato da due file verticali di tubi collegati a guisa di un serpentino schiacciato; i tubi inferiori d'ogni elemento mettono capo al tubo collettore *B*, i superiori al tubo *C*, donde è fatta la presa di vapore. Nel disegno, ogni elemento comprende 18 tubi, e l'intera caldaia 5 elementi. I tubi hanno in media diametro di 80 a 100 mm., spessore di 6 mm. Il fumo, obbligato a suddividersi e ripiegato da un diafragma, passa al camino in *T*. Il collegamento dei tubi, l'uno all'altro, è fatto con manicotti doppi in ghisa malleabile avvitati sulla estremità filettata dei tubi e chiusi con vite esterna. Il livello d'acqua arriva poco oltre la metà altezza del fascio.

I perfezionamenti introdotti successivamente dall'inventore consistono: 1.° *Nel regolare automaticamente le pressioni* col rendere più o meno efficace la combustione sulla griglia; e questo coll'alzare od abbassare il registro regolatore del tiraggio. Lo scopo è ottenuto con una caldaia cilindrica in ghisa, nella quale può introdursi l'acqua della caldaia. Dentro di essa, a perfetta tenuta, trovasi un soffietto cilindrico a molla formato da dischi di acciaio e corona di caucciù sovrapposta. Quando la pressione sale, il soffietto si comprime, l'asta di esso si solleva e col mezzo della leva *T* agisce sul registro del camino chiudendolo. L'inverso se la pressione abbassa. 2.° *Nel regolare quasi automaticamente l'alimentazione*. L'apparecchio non è di solito unito alle caldaie fisse. 3.° L'acqua è separata dal vapore ottenendosi *vapor secco* nel recipiente superiore *N* (nei tipi più recenti cilindrico e trasversale sulla caldaia) assoggettando *il vapore* ad un

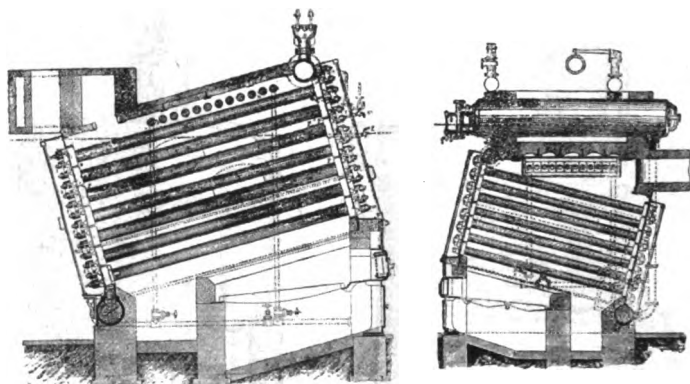



Fig. 414¹ · ².

movimento centrifugo. L'acqua depositata ritorna poi in caldaia passando nel serbatoio *K L M*, dove deposita le impurità e materie solide di cui nella evaporazione violenta si è arricchita. La superficie di riscaldo, in parte diretta, è data dalla somma delle superfici dei tubi riempiuti dall'acqua.

La caldaia *Root* (fig. 414¹), come la Belleville è una caldaia tubolare senza camera d'acqua. Componesi d'un fascio di tubi riuniti da manicotti esterni collegati inferiormente ad un tubo di acqua, superiormente a un tubo di vapore, sul quale è disposta la presa cogli accessori relativi. I tubi, per una pressione di lavoro di 12 atmosfere, hanno diametro esterno di 127 mm. e spessore di 4,5 mm. I prodotti della combustione svolgentisi dal focolare per recarsi al camino sono obbligati dai diafragmi *PP*, a lambire i tubi su tutta la lunghezza. Alla parte superiore è disposto un riscaldatore a tubi per l'acqua d'alimentazione che può rendersi inattivo quando si chiudano i due robinetti per cui comunica colla pompa. La caldaia *Root-Walther*, fig. 414², presenta superiormente una capacità di acqua e di vapore, sistema preferito nelle recenti caldaie a tubi d'acqua, di guisa che i *tubi sono ripieni d'acqua*. Si ottiene un più tranquillo sviluppo di vapore, e, se l'alimentazione è fatta nel collettore superiore, vi si verifica un primo deposito dei prodotti solidi evitando l'accumularsi di questi nei tubi.

La caldaia *De Nayer* (fig. 415[1]) si distingue dalla precedente per un riscaldatore tubolare che riceve l'azione dei prodotti della combustione prima che essi rechinsi al camino. In questa, come nelle precedenti, la inclinazione dei tubi è di circa 13°. I tubi comunicano due a due con giunti

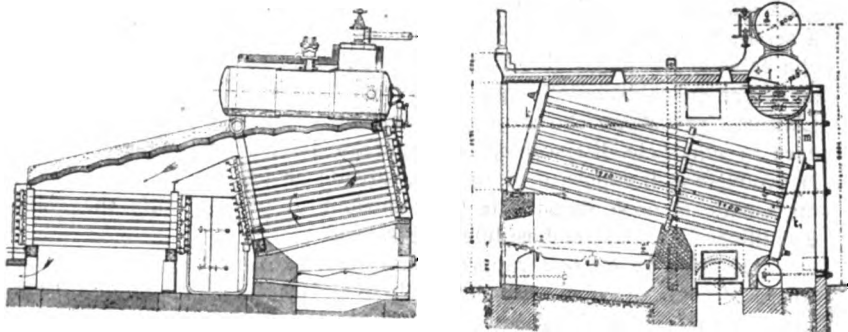



Fig 415[1 · 2].

di forme diverse pei diversi costruttori, sui cui dettagli sarebbe troppo lungo arrestarci.

La caldaia *Babcock* e *Wilcox* (fig. 415[2]), componesi di un fascio di tubi disposti in linee parallele inclinate, unite alla parete interna di ca-

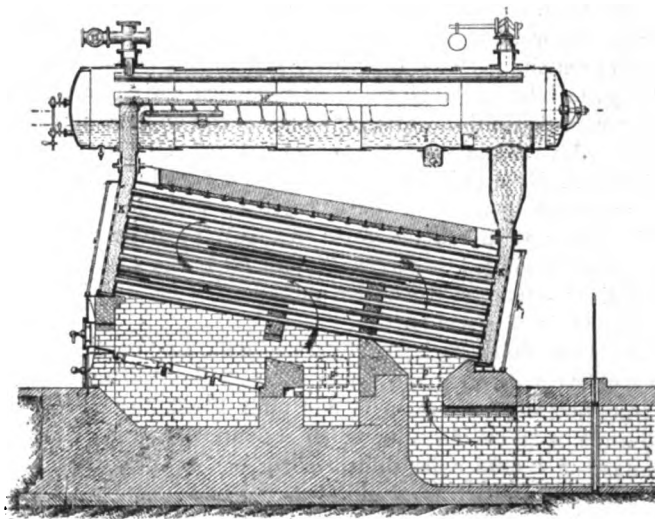



Fig. 416.

mere verticali k k_1 corrispondenti ad ogni fila verticale dei tubi stessi. D cilindro di alimentazione b, m tubi di circolazione di vapore ad acqua, f separatore di umidità del vapore, g cilindro di presa del vapor secco.

La caldaia *Steinmuller* (fig. 416) è analoga alla precedente: il fascio di tubi onde componesi mette capo (da ciascuna parte) nelle camere

d'acqua rettangolari *K K*, comunicanti con un recipiente cilindrico superiore. La capacità d'acqua è aumentata: ma le condizioni di resistenza dei due recipienti rettangolari esigono forti spessori; però è facile la montatura, la tenuta e la pulitura dei tubi. Caratteristica è la disposizione colla quale la circolazione d'acqua, naturalmente producentesi, è utilizzata a separare d'acqua il vapore prodotto, portandosi l'acqua ed il vapore che salgono dai tubi a livello più alto dell'acqua contenuta nella caldaia superiore ed obbligandoli a percorrere un canale semicilindrico forato.; L'attiva circolazione che si produce nei due ultimi tipi rende assai efficace la superficie di riscaldo. La lunghezza dei tubi non supera i $4^m,50$ la produzione di vapore è di 12 a 15, talvolta 20 kg. per mq. e per ora; ma quanto meno è abbondante la produzione di vapore tanto maggiore è l'utilizzazione del combustibile, che sale al 72 %.

La caldaia *Roser* è rappresentata nella fig. 417; componesi del focolare *A* collocato al di sotto del fascio di tubi *B*, che comunica alla parte superiore col serbatoio d'acqua e di vapore, ed alla inferiore col cilindro trasversale *D*. Il fascio tubolare è costituito colla riunione di serie verticali ad elementi di tubi, collocati fianco a fianco, la cui quantità varia colla grandezza della superficie di riscaldo da ottenere; i tubi *b* del fascio sono collegati all'estremità da due tubi verticali *b'* per ciascun elemento, in ferro fucinato e saldato, sulla faccia anteriore dei quali, di fronte ad ogni tubo, sta una apertura chiusa con bochettone *F*, destinata alla ripulitura del tubo. Gli elementi sono sormontati da un raccoglitore *G* e comunicano separatamente con quest'ultimo con prese biconiche che assicurano l'ermeticità perfetta. La caldaia superiore è cilindrica ed ha forma di *T*. La parte inferiore degli elementi comunica col cilindro *D* nel quale si raccolgono i depositi calcari; esso offre anche un buon appoggio all'intera caldaia. La caldaia superiore comunica pei tubi verticali *N* col cilindro inferiore *D*; e poichè l'alimentazione è fatta in *M*, l'acqua deposita quasi il materiale incrostante che le raccoglie tosto in *M*.

Un altro tipo di caldaia *Roser* (fig. 418) possiede tubi di fumo interni ai tubi d'acqua, ed un surriscaldatore *H*; è una disposizione nell'insieme assai razionale e che serve ad ottenere in spazio limitato una grande superficie di riscaldo.

La caldaia *Durr* (fig. 419) differisce dalla Steinmuller in quanto la camera d'acqua a pareti piane è una sola; gli elementi tubulari sono formati da un sistema concentrico di due tubi, di cui l'esterno è chiuso ad una estremità, e la cui funzione è di attivare la circolazione d'acqua. L'alimentazione è fatta nella caldaia superiore, di cui se ne usano anche due riunite da un tubo trasversale. I tubi esterni hanno il diametro di circa 100 mm.; essi non hanno appoggio fisso alla estremità libera per evitare le deformazioni che dipendessero dalla dilatazione.

La caldaia *Coignet* (fig. 420[1-6]) ha cercato altrove il principio della assoluta inesplodibilità tanto discusso tuttora nei generatori a tubi d'acqua; e ciò è stato ottenuto, sia evitando il riscaldamento diretto dei corpi cilindrici superiori della caldaia che contengono il maggior volume d'acqua, sia dividendo il fascio tubulare in sezioni indipendenti di piccolo volume e munendo ogni sezione di valvole automatiche che la isolano dal resto

della caldaia se si manifesta in detta sezione una rottura od una fuga. La caldaia (fig. $420^{1 \cdot 2 \cdot 3}$) si compone di due corpi cilindrici sovrapposti oriz-

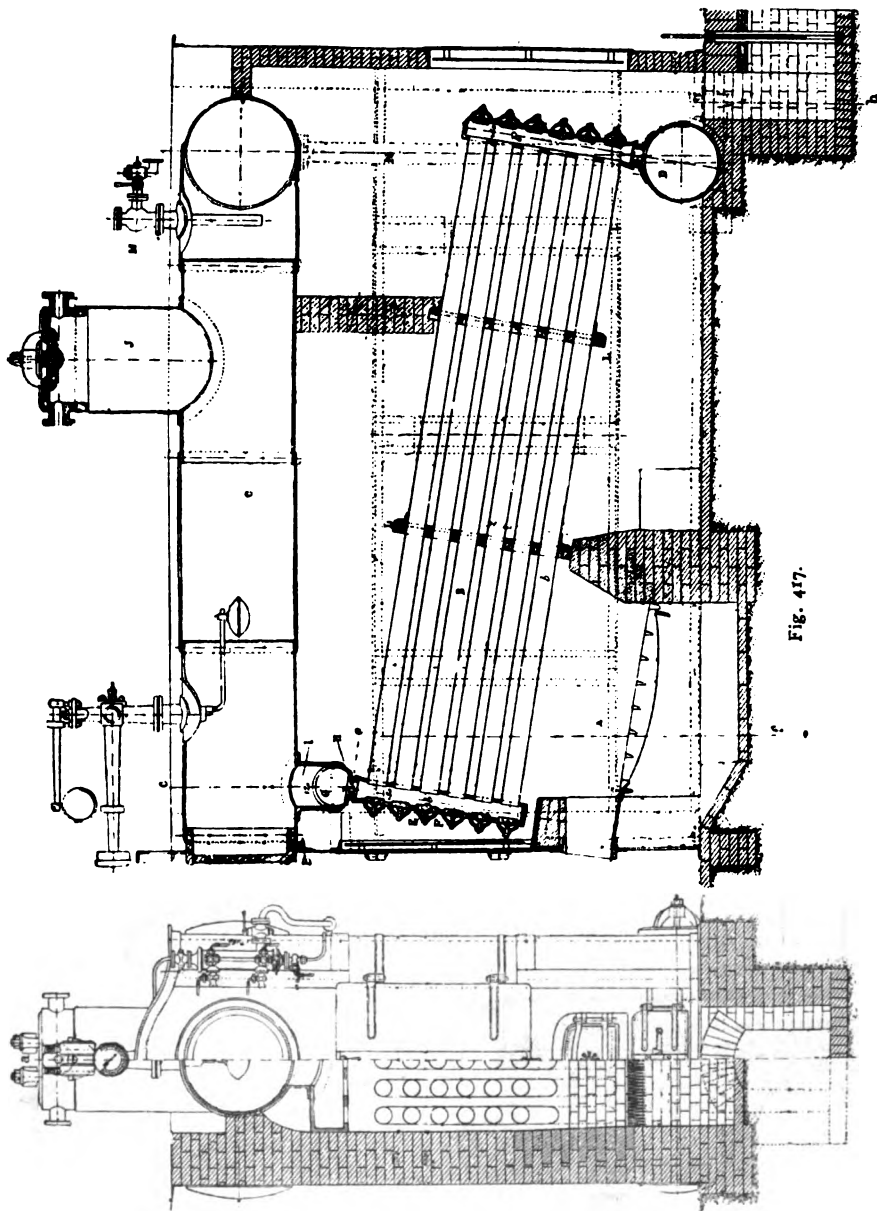



Fig. 417.

zontali, di cui il superiore funziona come magazzeno di acqua e di vapore; essi sono riuniti da un condotto *D* di grande diametro per la circolazione discendente dell'acqua: tale condotto serve anche di appoggio al corpo

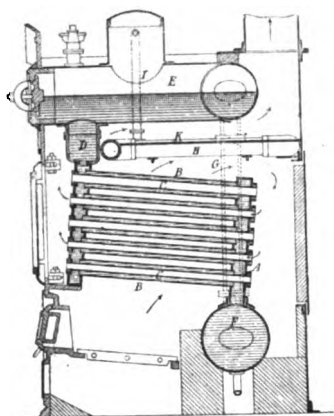



Fig. 418.

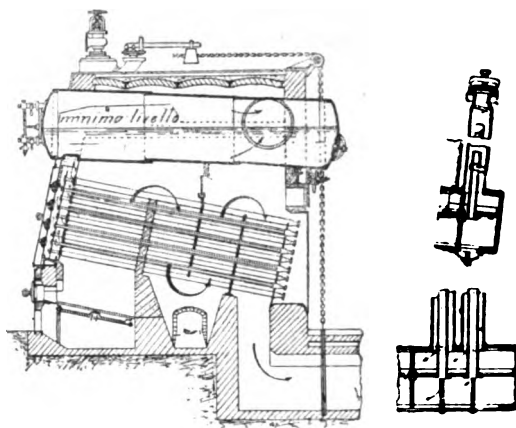



Fig. 419.

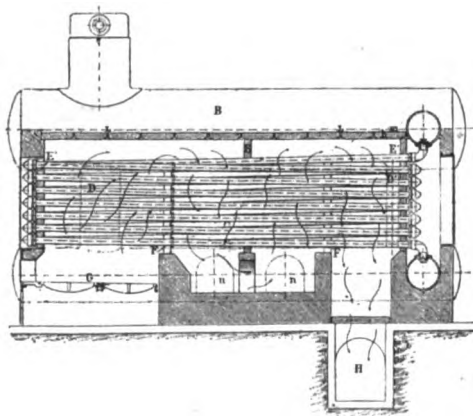
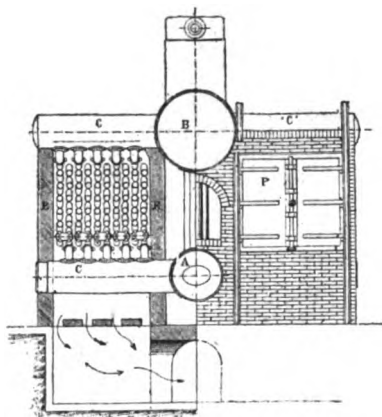



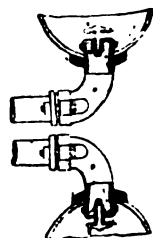
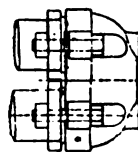
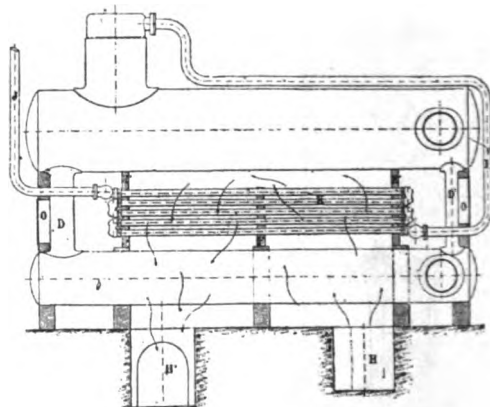
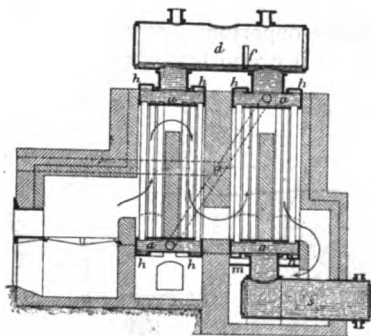
Fig. 420¹⁻⁶.

superiore insieme alle colonne *D'* collocate alla parte posteriore. Posteriormente ad *A B* si adattano da ciascun lato i cilindri *C C* cui sono applicati i fasci tubulari che si prolungano fino al davanti, a destra e a sinistra della caldaia. I fasci amovibili sono separati dai corpi *A B* coi muri *E E* che dividono la caldaia longitudinalmente in tre camere, di cui le due estreme servono al riscaldo diretto del fascio di tubi, e quella di mezzo è riscaldata dal fumo nel suo ultimo percorso. Le fig. 420^3 mostrano come è effettuata la giunzione dei tubi, riuniti fra loro sotto un certo angolo, sì da formare un serpentino. Il raccordo *d* della fig. 420^6 mostra il collegamento del fascio a serpentino coi collettori trasversali. Il fascio tubulare è così formato di elementi indipendenti che costituiscono un serpentino verticale; la dilatazione è libera. I focolari *G* riscaldano direttamente la parte anteriore dei fasci; il moto dei gas avviene a zig-zag nella direzione delle freccie e la corrente discende al condotto *H*; questo può guidare i gas al camino, ovvero, se si crede opportuno, nel comparto centrale al riscaldo dei corpi *A B*, e pel surriscaldo del vapore nel fascio tubulare centrale *H* che prende vapore dal duomo col tubo *I* e lo conduce alla motrice col tubo *J*. In questa caldaia giunti, raccordi e collettori sono fuori del contatto colla circolazione del fumo, dei corpi cilindrici se riscaldati lo sono solo da gas a debole temperatura.

Fig. 421.

I serpentini (fig. 420^6) sono riuniti ai collettori coi tubi *d d*, e col mezzo di valvole coniche automatiche $S\, S_1$ aprentesi all'interno verso i collettori *C C'*. Ad andamento normale, queste valvole non arrestano la circolazione essendo tenute aperte sia pel peso proprio che con molle; ma, se una fuga si manifesta in un serpentino qualsiasi, la pressione in questo si abbassa, le valvole si chiudono isolando il serpentino avariato, senza che il generatore cessi di funzionare. Le valvole funzionano per una depressione di $^1/_{10}$ di atmosfera. In questa caldaia la rottura di un tubo ne produce l'isolamento del resto, e dà luogo al solo scarico del materiale fluido raccoltovi. L'alimentazione della caldaia ha luogo in *B*. I depositi si raccolgono in *A*.

Noi potremmo citare altre disposizioni di caldaie tubolari, quali la Howard la Sinclair, la Schmidt, la Oriolle, la Reiss, ecc., ecc., ma le specialità costruttive sono a sufficienza poste in luce nei tipi già descritti. Ricordiamo solo, per la novità della forma, tra i tipi americani, la caldaia *Hohlfeld* (fig. 421) a tubi verticali, con recipiente superiore *d* raccoglitore del vapore e riscaldatore inferiore *S*, che offre il vantaggio di uno sviluppo ampio di percorso del fumo, e le due disposizioni di caldaie tubolari *Godard* (fig. $422^{1\cdot 2}$) composte di due parti simmetriche come alle due figure; nella prima, dal recipiente laterale parallelepipedo *a* partono in basso tubi di piccolo diametro che vengono fortemente incurvati a spira

sboccano in alto nel serbatoio stesso; nella seconda, il recipiente laterale è sostituito da due cilindrici, l'uno d'acqua l'altro di vapore. Il recipiente superiore *d* raccoglie il vapore assoggettandolo ad un movimento centrifugo che lo spoglia di umidità.

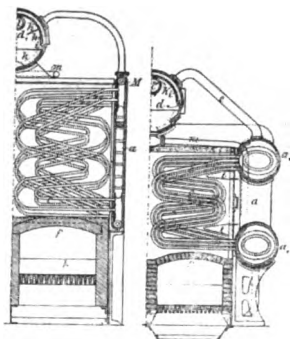



Fig. 422[1, 2].

Una caldaia inesplodibile molto usata in America (era anche impiegata a produrre vapore all'Esposizione di Chicago) è la *Stirling* rappresentata nella fig. 423. Alla parte inferiore, e posteriormente, è un cilindro di lamiera da cui partono tre fasci di tubi diretti verso l'alto ed inclinati verso la parte anteriore della caldaia. I due primi fasci trasportano in alto, ai due cilindri, una miscela di acqua e vapore; il terzo fascio serve alla circolazione dell'acqua alimentare. Mediante opportuni diafragmi obliqui in muratura, la fiamma è fatta salire lungo il primo fascio, poi fatta ridiscendere lungo il secondo, per risalire

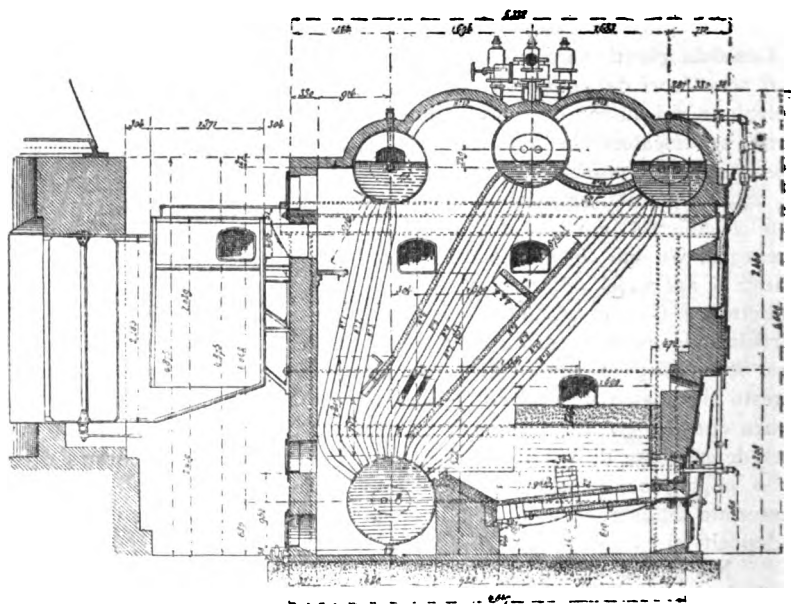



Fig. 423.

al terzo, il quale contiene acqua relativamente fredda. I gas trovano uscita alla parte superiore della parete di fondo, e, prima di passare al camino, riscaldano un serbatoio di alimentazione. I cilindri superiori sono collegati da tubi ricurvi che permettono il passaggio d'acqua da uno all'altro; questi tubi sono numerosi fra i due cilindri anteriori; fra i due posteriori la comunicazione si ha soltanto ai due capi, per non scaldare troppo l'acqua

alimentare, ciò che sarebbe di danno alla circolazione. Nella figura è applicato il focolare Burton a petrolio, usatatissimo in America; ma l'argomento non interessa la nostra industria e non ce ne occupiamo.

In genere i costruttori americani, oltre quelli citati, come il Cowles, il Seller, l'Jarrow, ecc. danno alle caldaie a tubi d'acqua forme più originali delle nostre, le cui caratteristiche sono sovratutto il grandissimo numero di tubi d'acqua e il loro limitato diametro.

Altro tipo di caldaia a tubi d'acqua è la caldaia verticale *Rowan* che è composta d'un fascio di tubi d'acqua disposto direttamente sopra il focolare (fig. 424). La parte inferiore del focolare è cilindrica e si continua superiormente in forma parallelepipeda le cui faccie opposte sono unite da tubi numerosi inclinati. La superficie di riscaldo è considerevole rispetto al piccolo volume della caldaia. Questa caldaia è stata applicata alle vetture automobili dello stesso costruttore.

Al tipo delle caldaie a piccolo volume d'acqua appartengono alcune disposizioni a tubi d'acqua, di cui diamo ora un esempio colla caldaia

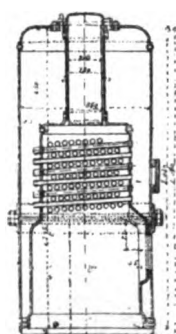



Fig. 424.

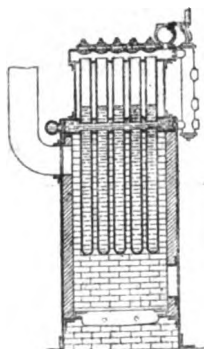



Fig. 425.

Rodberg in ghisa (fig. 425) ed altri verranno indicati nel cenno che riserviamo sulle motrici a vapore della piccola industria, in cui queste caldaie trovano talvolta applicazione; ma per tali dimensioni esse utilizzano malamente i gas caldi scaricandoli nel camino a temperatura troppo elevata; tuttavia la superficie di riscaldo è molto attiva e si calcola sul dato di $0^{mq.}.60-0.80$ per cavallo.

Citiamo infine il generatore *Serpollet* che costituisce un esempio caratteristico, almeno pel principio, in ordine all'argomento che stiamo trattando. Questo generatore non ha, a stretto rigore, volume d'acqua o di vapore, ma è così disposto da produrre ad un tratto la quantità di vapore (e soltanto quella) che corrisponde al bisogno, introducendo nel generatore la quantità d'acqua necessaria allo scopo, che si trasforma immediatamente in vapore. Il generatore nella sua forma iniziale era formato di tubi a serpentino in rame o bronzo a contatto diretto colle fiamme, di cui ciascuno (pel lavoro di un cavallo), aveva 2 metri di sviluppo; per lavori al di sopra di un cavallo si raggruppa un certo numero di tubi; essi ricevono da un lato l'acqua di alimentazione, dall'altra svolgono il vapore necessario alle motrici. La loro sezione era ovale; e presentavano

al passaggio dell'acqua e del vapore un'apertura capillare della larghezza di 42 mm.; lo spessore ne era fortissimo, si che il tubo resiste caldo a pressioni di oltre 300 atmosfere, e la sua massa ha una capacità calorifica elevata funzionante come serbatoio di calore per produzioni irregolari. La sezione è capillare allo scopo di impedire la formazione dello stato sferoidale. Il sistema regolatore della motrice agisce sulla quantità dell'acqua di alimentazione. La caldaia produce vapore assai surriscaldato; essa non richiede nè manometro, nè valvola di sicurezza, ed offre il carattere di assoluta inesplodibilità.

Il generatore Serpollet è stato successivamente modificato, dando ai tubi che lo compongono la forma di un tegolo schiacciato a grosso spessore, e con sottilissima sezione di passaggio nel mezzo: nel resto è

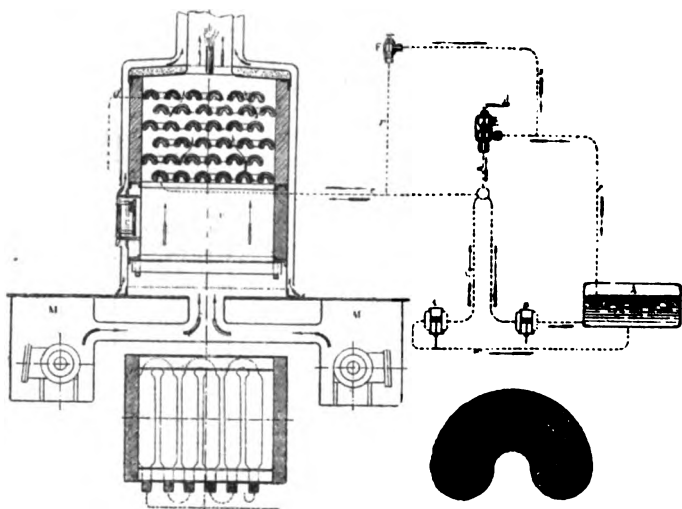



Fig. 426.

rimasto inalterato il processo dell'apparecchio quale è stato indicato più sopra.

Il generatore è stato applicato con successo alle vetture di tramway ed alle vetture automobili su strade carettiere: e noi diamo il cenno di questa applicazione coll'aiuto dello schema della fig. 426 che ci permette di meglio chiarire al lettore la forma della caldaia. Il generatore è formato di una camera rettangolare che si vede nella figura in sezione ed in pianta, e il fascio tubulare è formato di elementi a forma di tegolo di cui si vede lateralmente la sezione in dettaglio.

Ecco come avviene il funzionamento: alla messa in azione le valvole *E* essendo chiusa, l'acqua aspirata col mezzo della pompa a mano *B* del bacino *A* è spinta per *c* nel generatore, ove vaporizza istantaneamente, uscendo da *b* per arrivare al motore *M.* Da questo momento la pompa automatica *C* entra in azione alimentando a sua volta in modo costante il generatore per *e e' c*. Si comprende che la quantità di vapore essendo in ragione diretta della quantità di acqua introdotta nella caldaia, le va-

riazioni di potenza si otterranno modificando l'entità della alimentazione, il che è fatto aprendo più o meno la valvola regolatrice E. Sulla condotta premente è una valvola automatica F che si solleva, facendo tornare l'acqua al bacino per e, r, s, n quando il vapore tocca nel generatore la pressione massima per cui la valvola è registrata.

La caldaia è formata di 18 elementi di due tubi di acciaio ciascuno, rilegati di raccordi esterni al generatore, e sono disposti in ordine uno sull'altro; l'alimentazione è fatta nei tubi inferiori; il vapore esce dai tubi superiori a 300°, surriscaldato. La caldaia non possiede apparati indicatori. I tubi sono timbrati a 95 atmosfere, ma sono provati a 300. La pressione di lavoro è del resto di circa 25 atmosfere; e per la messa in moto può essere istantaneamente portata a 15 atmosfere.

Calcolazione delle caldaie a tubi d'acqua. L lunghezza dei tubi, z (come a pag. 431) $= 18 \sim 35$, d loro diametro ($d = \sim 0^m.1$), n numero dei tubi, S superficie di riscaldo

$$n \pi d z d = S \quad n = \frac{S}{\pi z d^2}. \tag{11}$$

Distanza dei tubi da centro a centro (orizzontale e verticale) $1{,}5\, d \sim 2d$. Rapporto fra il numero n_1 dei tubi in linea orizzontale ed n_2 in linea verticale: $n_1/n_2 = 2/3 = b/h$, se b è la larghezza, h l'altezza del sistema di tubi;

$$b = n_1 (2d) \quad h = n_2 (2d) \quad b h = 2/3\, h^2 = n_1 n_2 4 d^2$$

$$h = \sqrt{n_1 n_2 6 d^2} \tag{12}$$

n_1 ed n_2 si cavano facilmente. Si ha $n_1 n_2 = n \quad n_1 = 2/3\, n_2$

$$n_2 = n\sqrt{3/2}, \quad n_1 = n\sqrt{2/3}, \quad h = 2.45 . d \sqrt{n}. \tag{13}$$

18. Applicazione delle caldaie a tubi d'acqua. — Quanto all'importanza di questi tipi di caldaie è necessario il fare brevi osservazioni. È ormai indubbia nell'esercizio delle motrici a vapore la tendenza a salire a pressioni sempre più elevate (oltre le 7 atmosfere anche negli impianti fissi). L'aumento delle pressioni e l'impiego di caldaie con piccolo volume d'acqua, specie per impianti nell'interno dell'abitato, sono logicamente connessi. Non è eliminato per intero il pericolo di rotture o di scoppi, ma i loro effetti sono considerevolmente ridotti, tanto da poter giustificare il nome di *inesplodibili,* dato alle caldaie di questo tipo. A tale beneficio di grandissimo rilievo si congiunge una utilizzazione del combustibile non inferiore alle antiche caldaie, rapidità di messa in azione, e nel raggiungere la pressione voluta, condizioni vantaggiose per esercizi ordinari industriali. Caldaie di questo tipo sono però ancora non pratiche per industrie che richiedono un grande serbatoio di lavoro (ed in altri termini un grande volume d'acqua) e per consumi forti irregolari ed intermittenti di vapore.

Riassumendo possiamo dire che la vera ragione che ha diretto l'industria verso questo tipo importante non sta tanto nel beneficio della inesplodibilità, quanto nella possibilità di far uso di pressioni che non sarebbero accettabili coi generatori a grande volume d'acqua. La grande

pressione, oltre al costituire nella caldaia quel serbatoio di lavoro che è il compenso del minor volume d'acqua, è una necessità nell'impiego delle macchine a multipla espansione e per migliorare il coefficiente economico dei motori. Le forme oggi adottate per queste caldaie, e che accoppiano al fascio di tubi dei recipienti d'acqua e vapore di certa grandezza, hanno corretto alcuni inconvenienti, come le variazioni troppo rapide della pressione, la produzione di vapore troppo umido, umidità di cui esso viene ad arricchirsi nella circolazione della massa fluida sotto l'azione del calore.

La circolazione attiva d'acqua è per queste caldaie elemento di grande importanza; essa distribuisce nella caldaia una temperatura più uniforme che evita al sistema costruttivo di questa tensioni irregolari e dannose, elimina il pericolo di corrosioni sulle lamiere a cagione del riscaldo dell'acqua che si trova a riposo a contatto con queste, e sopratutto rende più efficace la trasmissione del calore che ha un rapporto di proporzionalità diretta colla attività della circolazione interna.

Il sig. Krauss ha fatto studi ed esperienze sulla circolazione interna delle caldaie dimostrando che avviene molto spesso come nei generatori si formino più correnti di circolazione, di cui alcune si svolgono tra il fascio di tubi ed il corpo cilindrico superiore impegnando tutta l'acqua della caldaia, altre si svolgono tra i tubi inferiori ed i superiori del fascio. La conseguenza delle sue esperienze è che per *assicurare una conveniente circolazione la sezione totale del fascio di tubi deve essere la minima che si riscontra nel corpo della caldaia.*

Un grave inconveniente risiede per le caldaie a tubi d'acqua nelle difficoltà di pulire i tubi dalle incrostazioni: non sempre si riesce con attiva circolazione ad impedirne il deposito; talchè occorre, o alimentarle d'acqua pura, o depurare le acque prima dell'alimentazione. Presentano inoltre bisogno di frequenti riparazioni nei giunti dei tubi, ed in quella parte dei medesimi che sono direttamente esposti all'azione del fuoco.

Il succedersi di tipi numerosi assai vari, ed anche originali, e la pubblicità attiva che viene loro fatta, non corrisponde sempre però ad un progresso reale; la ragione delle nuove disposizioni è spesso commerciale, perchè le Case costruttrici trovano convenienza nel dedicarsi alla costruzione di tipi speciali brevettabili, pei quali il prezzo, quindi il beneficio, è elevato, anche per la poca quantità di materiale richiesto a pari potenza colle caldaie a grande capacità d'acqua.

§ 4.

Teoria e calcolazione dei generatori di vapore.

19. Trasmissione di calore nei generatori. Legge di Werner. — Riservandoci di indicare in appresso i dati costruttivi sulle varie parti di un impianto di caldaia, svolgiamo ora, in via generale, le nozioni da cui si deducono la superficie di riscaldo, la produzione di vapore, il consumo di combustibile, ecc.

Già vedemmo al Capitolo IX come, nel coefficiente di effetto utile totale di un motore termico, entrino a far parte l'effetto utile del focolare

e dei canali di riscaldamento η_f ed η_c; il primo indica in qual misura siasi utilizzato il potere calorifico del combustibile, il secondo, in qual grado sia avvenuto la cessione di calore dal gas alla caldaia. Riferendoci ai simboli del n.° 5 Capitolo IX, si ha:

$$\eta_f = \frac{Q_0}{P.p} \quad \eta_c = \frac{Q}{Q_0} \quad \eta = \gamma_f \, \eta_c = \frac{P.p}{Q}. \tag{14}$$

Ora se V è il peso in kg. il vapore sviluppato ad una data temperatura, cui corrispondono le calorie di vaporizzazione λ si ha $Q = V\lambda$ cioè:

$$\eta = \frac{V\lambda}{P.p} \qquad \frac{V}{P} = \eta \frac{p_1}{\lambda}. \tag{15}$$

Queste sole relazioni non concludono però ad alcun risultato, salvo la determinazione di η per una caldaia in funzione.

Occorre quindi premettere la legge che presiede alla trasmissione di calore dai prodotti della combustione all'acqua, traverso le pareti metalliche della caldaia.

Secondo Werner, *la quantità elementare di calore dQ trasmessa per ogni ora all'acqua traverso le pareti delle caldaie, nelle condizioni ordinarie di materiale e spessori che queste posseggono, per un elemento di superficie dS compreso tra due sezioni infinitamente vicine fatte nel condotto di riscaldo, essendo $t - t_v$ la differenza di temperatura tra i gas della combustione (t) e quella dell'acqua in caldaia (t_v)* data da

$$dQ = \mu (t - t_v)^{1+x} \, dS. \tag{16}$$

Questa relazione sostituisce l'antica di Redtembaker, in cui dQ assumevasi proporzionale alla semplice differenza $(t - t_v)$.

È noto poi che, se si indicano con: G il peso dei prodotti della combustione, c il loro calore specifico, P quello del combustibile bruciato, w la frazione del calore dQ perduta per trasmissione all'esterno dalle pareti, e dt la variazione di temperatura, sarà

$$dQ = -\frac{PGc}{(1 + w)} dt. \tag{17}$$

Quindi dalle (16) e (17), ammesso che la temperatura dei gas si abbassi da t_0 a t_1,

$$\left.\begin{aligned} dS &= \frac{PGc}{(1+w)\mu} \, \frac{-dt}{(t - t_v)^{1+x}} \\ \text{ed} \qquad S &= \frac{PGc}{(1+w)\mu x}\left[\frac{1}{(t_1 - t_v)^x} - \frac{1}{(t_0 - t_v)^x}\right]. \end{aligned}\right\} \tag{18}$$

Werner assume $x = 1$ e $\mu = 0.06$; posto $t_1 - t_v = \delta_1$ e $t_0 - t_v = \delta_0$ e in genere il valor medio di $t - t_v = \delta_m$, si ha: dalla (16)

$$Q = \mu S . \delta^2_m;$$

dalla (17)

$$Q = \frac{P\,G\,c}{1+w}(t_0 - t_1) = \frac{P\,G\,c}{1+w}(\delta_0 - \delta_1)$$

quindi

$$S = \frac{P\,G\,c}{(1+w)\,\mu} \cdot \frac{\delta_0 = \delta_2}{\delta^2_m}. \tag{19}$$

Confrontata questa colla (18), quando in essa sia introdotto il valore $x = 1$, si ha $\delta^2_m = \delta_0\,\delta_1$, quindi ricavasi

$$Q = \mu\,S\,\delta_0\,\delta_1 = \mu\,S\,(t_0 - t_v)(t_1 - t_v) \tag{20}$$

quantità di calore trasmessa all'acqua traverso la superficie di riscaldo S per ogni ora e per eccessi di temperatura, dei gas della combustione sull'acqua, variabili δ_0 *a* δ_1.

Ciò premesso, si riconfermino le seguenti notazioni corrispondenti a metri, kg., ora, e gradi di temperatura centigradi.

- V peso d'acqua vaporizzato,
- P peso di combustibile bruciato,
- S superficie di riscaldo,
- S_0 superficie diretta (l'indiretta è $S - S_0$),
- R ampiezza della graticola,
- p potere calorifero per kg. del combustibile,
- G peso dei prodotti della combustione da esso svolti,
- c loro calore specifico ($c = 0.24$),
- Q calore totale trasmesso traverso tutta la superficie di riscaldo,
- Q_0 calore trasmesso alla superficie diretta,
- $w\,Q$ calore perduto all'ora per trasmissione all'esterno,
- t_0 temperatura sulla graticola,
- t nella camera di combustione,
- t_1 dei gas al camino (il limite minimo di t_1 è t_v),
- t_v temperatura dell'acqua in caldaia,
- t_a temperatura dell'acqua di alimentazione.

20. Calcolo teorico della superficie di riscaldo. — I. *Caldaie a focolare esterno* (anteriore) $S_0 = 0$. Temperatura di combustione

$$t_0 = t = \frac{\eta_1 p}{G\,c} \tag{21}$$

dalla (20)

$$Q = 0.06\,S\,(t_0 - t_v)(t_1 - t_v);$$

così

$$Q = V\,(606{,}5 + 0.305\,t_v - t_a).$$

Noti p, G, c, η_1, t_1, si potrà dalla (21) aver t_0 e quindi dalla (20) ricavare S. Il valore di G è

$$G = \text{kg.}\,(1 + A),$$

ove A è il peso d'aria per la combustione di un kg.; A è uguale al peso teorico A_0, più un eccesso determinato; ordinariamente $A = 1.5\,A_0 \sim 2\,A_0$.

II. Per *caldaia a focolare esterno* (*inferiore*) o *focolare interno* esiste una superficie di riscaldo diretta; essa è nel 1.° caso in media $S_0 = R$, nel 2.° $S_0 = 1.5 \sim 2\,R$. Ammesso che la quantità di calore assorbita dalla superficie diretta per irradiazione, senza che varii la temperatura nel focolare, sia una frazione del potere calorifico del combustibile $\varphi\,\eta f p$, la temperatura di combustione sarà

$$t_0 = \frac{(1-\varphi)\,\eta f p}{G c},$$

e poichè la temperatura dei prodotti della combustione al principio dei condotti del fumo è t, sarà

$$Q_0 = 0.06\,S_0\,(t - t_v)^2 + \varphi\,\eta f p\,P. \qquad (22)$$

Inoltre

$$Q - Q_0 = 0.06\,(S - S_0)\,(t - t_v)\,(t_1 - t_v). \qquad (23)$$

Il valore di t, o meglio di $(t - t_v)$, si ha dalla

$$0.06\,S_0\,(t - t_v)^2 = P\,G\,c\,(t_0 - t).$$

Così sono dati, oltre t_v, Q, p, anche S_0 cioè S_0/S. Si assumono η, G, c t_1 e P (cioè P/S) ed φ (ord. 0.04 — 0.06). Mediante le precedenti relazioni si calcolano t_0, t, Q_0, e quindi S.

In un modo più semplice Werner pone

$$Q_0 = 0.06\,S_0\,(t_0 - t_v)\,(t - t_v)$$

e deduce t ovvero $t - t_v$ dalla

$$0.06\,S\,(t_0 - t_v)\,(t_1 - t_v) = 0.06\,S_0\,(t_0 - t_v)\,(t - t_v) +$$

$$+ 0.06\,(S - S_0)\,(t - t_v)\,(t_1 - t_v)$$

non rendendo così necessaria la preventiva cognizione del valore di φ.

21. Valori di P, V, S, R, e loro rapporti. — I rapporti che nelle caldaie legano fra di loro le grandezze V, peso d'acqua vaporizzata), P, (peso di combustibile bruciato), S, (superficie di riscaldo), R, (ampiezza della griglia), diversificano colla natura del combustibile, il tipo del generatore, e la condotta più o meno forzata del fuoco, allo scopo di ottenere la massima produzione di vapore. I rapporti fra queste varie quantità dipendono ancora dalle dimensioni della superficie di riscaldo che debbono così proporzionarsi perchè esse possano sottrarre ai prodotti della combustione la maggior quantità di calore; essi variano ancora secondo che sia più o meno attiva la circolazione d'acqua nella caldaia.

Perciò i valori di V/S, V/P, P/S; P/R, S/R, dati nella seguente tabella, per combustione del carbon fossile e avuto riguardo ad un lavoro più o meno regolare o forzato, si considerano solo come medie attendibili.

Qualità del combustibile e genere del lavoro		V/S	V/P	P/S	P/R	S/R
Litantrace di buona qualità	1) Lavoro regolarissimo e accurato	10	9	1.1	50	45
	2) Lavoro di media regolarità	16.5	8	2.08	70	33.6
	3) Lavoro limitatamente forzato	23.3	7	3.3	90	27
	4) Lavoro assai forzato	30	6	5	100	20
	in media	20	7.5	2.3	80	30
Lignite	1) (come sopra)	10	3.5	3	100	33.3
	2) "	16.5	3	5.6	150	28.8
	3) "	23.5	2.6	8.7	250	28.6
	4) "	30	2.3	12.85	360	28
	in media	20	3	6.60	200	30
Locomobili con buon litantrace		30-40	8	5	230	46

Praticamente si fa, per caldaie senza tiraggio forzato, $V/S = 12 \sim 20$, $P/S = 1.3\text{-}2.5$, $V/P =$ (a focolare interno) 8 - 9 (a focolare esterno) 7 ~ 7.5. Evidentemente la produzione di vapore cresce alimentando con acqua calda (condensata dalle motrici) o riscaldata con riscaldatori ed economizzatori.

I dati esposti nella indicata tabella, particolari per caldaie fisse alimentate con combustibile fossile e lignite, permettono di cavare alcune considerazioni sulle grandezze η_f, η_c, t_0, t_1, G.

Sappiamo che

$$\eta = \eta_f \, \eta_c = \frac{\lambda V}{p P},$$

è poichè λ è dato da

$$\lambda = 606.5 + 0.305 \, t_r - t_u$$

e p è un valore noto (per il buon carbone fossile $p = 7500$), ed $\eta_f = 0.80 - 0.90$ secondo il tipo del focolare (in media $\eta_f = 0.84$), si può determinare il valore totale $\eta = \eta_f \, \eta_c$.

Così pure ricordando:

$$t_0 = \frac{\eta_f \, p}{G c} \quad \text{quindi} \quad G c = \frac{6300}{t_0} = \frac{6300}{(t_0 - t_v) + t_r} \tag{24}$$

$$(1 + w) \lambda = P G c (t_0 - t_1)$$

cioè

$$(1 + w) \lambda \, V/P = G c \left[(t_0 - t_v) - (t_1 - t_v) \right] \tag{25}$$

si ricava

$$\frac{(t_0 - t_v) - (t_1 - t_v)}{(t_0 - t_v) + t_v} = \frac{(1 + w)}{6300} \lambda \, V/P. \tag{26}$$

Ora è noto

$$\lambda V = 0.06 \, S (t_0 - t_v)(t_1 - t_v)$$

cioè

$$\lambda \, V/S = 0.06 \, (t_0 - t_v)(t_1 - t_v). \tag{27}$$

Posto, come si è fatto sopra, $(t_0 - t_v) = \delta_0$ e $(t_1 - t_v) = \delta_1$ si ha

$$\frac{\lambda}{0.06} V/S = \delta_0 \, \delta_1$$

nella quale, sostituendo il valore di δ_0 della (26), e dato a t_v il valore di 150°,

$$\delta_1 \left(\delta_1 + \frac{1+w}{42} \lambda \, V/P\right) = \frac{\lambda}{0.06} \, V/S \left(1 - \frac{1+w}{6300} \lambda \, V/P\right)$$

da cui cavasi δ_1, cioè $t_1 = t_v$ e quindi t_1; poi, mediante la (27), il valore $t_0 - t_v$ e quindi t_0, cioè $t_1 = \delta_1 + 150°$, $t_0 = \delta_0 + 150°$. Infine dalla (25) posto $w = 0.05$, può cavarsi Gc.

Nelle condizioni poste pei 5 casi della tabella precedente si ha:

Genere di lavoro del focolare	t_a	$\eta_f \, \eta_c$	η_c	t_0	t_1	$G.c$
Lavoro regolare accurato . .	92°	0.68	0.80	1411°	224°	4.47
Lavoro mediamente accurato	52°	0.64	0.77	1413°	282°	4.46
Lavoro " forzato .	52°	0.56	0.67	1225°	367°	5.14
Lavoro fortemente forzato . .	12°	0.52	0.62	1235°	445°	5.10
In media	52°	0.6	0.72	1300°	324°	4.85

In media, il valore di η pel carbon fossile è di 0.60. Nelle caldaie però a focalare interno ben tenute, ed in quelle a tubi con circolazione rapida, può salire a 0.75. Per la segatura ed il combustibile minuto, il valore di η scema del 10 al 20 %.

Il prof. *G. Colombo* dà, per esperienza propria, i seguenti risultati che si accordano sensibilmente con quelli delle due tabelle suesposte, e cioè

P per mq. ed ora	1.25	1.50	2	2.50	3	4	5	6	8
V per mq. ed ora	12	13.5	16	18	21	25	30	35	41
V per kg. di carbone	9.5	9	8	7.5	7	6.3	6.1	5.9	5.5
t_1	150°	200°	250°	280°	310°	350°	380°	400°	440°.

Crediamo opportuno aggiungere i seguenti dati sperimentali di *Veinlig*.

Tipo della caldaia	Produzione di vapore per mq. e per ora in kg.		
	Lavoro regolare	Lavoro medio	Lavoro forzato
Caldaie a tubi di fiamma .	15—18	19—22	24—30
Caldaie a bollitori	12—15	16 19	22—25
Caldaie a batteria con focolare Tenbrink	10—12	13—17	20—22
Caldaie a tubi d'acqua . . .	9 12	12—16	18—22
Caldaie a focolare interno con riscaldatori	12—14	15—18	19—24

Osservazione 1.ª Dal valore medio $G c = 4.8$ ricavasi per $c = 0.24$. $G = 20$ kg. Ora, poichè alla completa combustione di 1 kg. di buon litantrace occorrono 10.5 kg. d'aria, ne segue che, se ponesi

$$20 - 10.5\,\alpha + 1, \quad \text{sarà} \quad \alpha = 1.8 \tag{28}$$

cioè s'introduce una quantità d'aria che è 1.8 del necessario.

2.ª Il rapporto fra la quantità di calore Q_0 assorbita dalla superficie di riscaldo diretta S_0, e quella Q assorbita dalla superficie totale S è

$$\frac{Q_0}{Q} = \frac{S_0\,(t_0 - t_v)\,(t - t_r)}{S\,(t_0 - t_v)\,(t_1 - t_r)} = \frac{S_0}{S}\,\frac{(t - t_v)}{(t_0 - t_v)} = \frac{1}{1 + \left(S/S_0 - 1\right)\dfrac{(t_1 - t_r)}{(t_0 - t\,)}} \tag{29}$$

e per $S_0 = 1.5\,R$ ed $S = 30\,R$ in media, fatto $t_1 - t_v = 1150°$ e $t_0 - t_v = 174$ si ha

$$Q_0/Q = 1/3{,}87\,. \tag{30}$$

Circa $1/4$ del calore è ***assorbito dalla superficie diretta di riscaldo.***

22. Costo mobile di vaporizzazione. — I precedenti dati ci presentano i rapporti fra i vari elementi di esercizio d'una caldaia per una data condizione di lavoro. Importa determinare questa condizione sì che essa sia la più vantaggiosa.

Sia dato il valore di V, (kg. di vapore all'ora); per

$$\lambda = 606.5 + 0.305\,t_v - t_0$$

sarà:

$$\lambda\,V = 0.06\,S\,(t_0 - t_r)\,(t_1 - t_v) = 0.06\,S\,\delta_0\,\delta_1 \tag{31}$$

$$(1 + w)\,\lambda\,V = P\,G\,c\,(t_0 - t_1\,) = P\,G\,S\,c\,(\delta_0 - \delta_1)$$

e fatto $y = \dfrac{G\,c}{1 + w}$ sarà

$$\lambda\,V = P\,y\,(\delta_0 - \delta_1). \tag{32}$$

Colle relazioni (31) e (32) e colla

$$(t_0 - t_r) = \frac{\eta f p}{G c}$$

per poter determinare V e P occorre conoscere t_1 ovvero $(t_1 - t_r) = \delta_1$. Allo scopo, si stabilisce un'altra relazione; si assume che il *costo di vaporizzazione C di un kg. d'acqua* (che sta in relazione ai rapporti P/V e S/V ed alla specie di lavoro, e che si denomina *costo di vaporizzazione mobile*) *sia un minimo.*

Se l è il costo d'un kg. di combustibile, f il costo per ogni ora e per mq. dell'esercizio di una caldaia (spese di mano d'opera, riparazioni, personale, spese generali) sarà

$$V\,C = P\,l + S\,f$$

cioè

$$C = P/V\,l + S/V\,f \tag{33}$$

dove posti per P/V ed S/V i valori che risultano dalle (31), (32) ricavasi

$$C = \frac{\lambda\,l}{y\,(\delta_0 - \delta_1)} + \frac{\lambda\,f}{0.06\,\delta_0\,\delta_1} = \frac{\lambda\,l}{y}\left[\frac{1}{\delta_0 - \delta_1} + \frac{y}{l}\,\frac{f}{0.06\,\delta_0}\cdot\frac{1}{\delta_1}\right]. \tag{34}$$

Il minimo di C corrisponde al minimo del termine fra parentesi; la derivata di questo rispetto a δ_1, eguagliata a o, ponendolo per brevità sotto la forma

$$\frac{1}{\delta_0 - \delta_1} + \frac{z^2}{\delta_1} \tag{35}$$

dà

$$\frac{\delta_1}{\delta_0} = \frac{1}{1 + z}$$

quindi

$$\delta_0 - \delta_1 = \frac{\delta_0}{1 + z}; \tag{36}$$

onde il termine fra parentesi assume la forma $\frac{(1 + z)^2}{\delta_0}$, ed il valore minimo di C, che dicasi C_1, sarà

$$C_1 = \frac{\lambda l}{y} \frac{(1 + z)^2}{\delta_0}. \tag{37}$$

Così dalle (31) e (32) si ricava

$$V/S = \frac{0.06\, z\, \delta_0^2}{\lambda (1 + z)}$$

e

$$V/P = \frac{y\, \delta_0}{\lambda (1 + z)}$$

quindi

$$\frac{P}{S} = \frac{f}{l} \frac{1}{z} \tag{38}$$

da cui deducesi

$$z = \frac{Sf}{Pl}$$

per le condizioni di lavoro più convenienti.

Se indichiamo col nome di ***coefficiente di effetto utile della superficie di riscaldo*** η_c', il rapporto fra il massimo di vaporizzazione per ogni kg. di combustibile (che si avrebbe per $\delta_1 = 0$ cioè a superficie di riscaldo infinita e quindi dalla (38) max. $V/P = \frac{y}{\lambda} \delta_0$) colla vaporizzazione effettiva, rapporto che è una frazione del valore di η_c, sarà

$$\eta_c' = \frac{1}{1 + z} = \frac{Pl}{VC}$$

rapporto fra il costo del combustibile e il costo mobile di vaporizzazione.

Ora, se invece di bruciare P kg., determinati nelle condizioni del minor costo mobile, se ne bruciassero $n\,P$, sarà $n \gtrless 1$, secondo che il fuoco sia rallentato o forzato; detto C_m il costo mobile relativo alla nuova condizione, si otterrebbe

$$\frac{C_n}{C_1} = \frac{(1 + z\,n)(1 + z/_n)}{(1 + z)^2} \tag{39}$$

il che prova che C_n aumenta nell'eguale misura rispetto al valore più conveniente C_1 se n cresce oltre l'unità della stessa quantità.

23. Esperienze di vaporizzazione. — Il valore economico di un impianto di caldaia e motrice, risulta da una buona utilizzazione del vapore e della potenza vaporizzatrice del generatore. Se, insieme alla misura del lavoro, si misurano l'acqua fornita al generatore ed il peso di combustibile bruciato, si avrà il peso di vapore prodotto per kg. di combustibile di tipo noto; questa quantità dipende però anche dallo stato degli apparecchi e dall'abilità del fuochista.

Le esperienze debbono farsi per un periodo non breve ed in condizioni di regime; si comincia col ripulire griglia e condotti, pesare il carbone che sta sul focolare, avendo cura che alla fine dell'esperienza se ne ritrovi la stessa quantità. Si valuta l'acqua o desumendola dalla pompa di alimentazione o con un contatore d'acqua, o con serbatoi a volume noto. Alla fine dell'esperienza, volume d'acqua e pressione dovranno essere eguali come al principio. Altrimenti richiedesi una correzione, la quale consiste nel calcolare il numero di calorie contenute nel generatore prima e dopo l'esperimento.

A questo scopo si determina l'esatto livello nella caldaia al principio ed alla fine dell'esperienza. Ammesso che l'acqua in caldaia sia a t_v, e nel tubo dell'indicatore a 40° (coefficiente di dilatazione dell'acqua 0.000466) la differenza fra il livello effettivo a quello occupato all'esterno è di 0,000406 ($t_v - 40$). Il valore di t_v è noto dalla pressione. Noto il livello vero, si determina il volume V_1 apparente dell'acqua in caldaia a t_v, che poi riducesi al volume V a 0° colla

$$V = V_1 : (1 + 0.0000466\, t_v).$$

Si calcolano allora le calorie contenute in V, e nel metallo, per cui si assume il calore specifico di 0.115, e ciò tanto al principio che alla fine dell'esperienza e si potranno così avere le calorie guadagnate o perdute dal generatore, da cui deducesi il peso di combustibile equivalente, in base al potere calorifico medio utile di 5000 a 6000 calorie.

§ 5.

Dati costruttivi sulle caldaie. — Muratura. Condotti del fumo. — Camino.

24. Materiali e spessori delle varie parti. — Le lamiere delle caldaie sono ordinariamente in *ferro* della miglior qualità. L'uso delle lamiere di *acciaio* (ferro fuso) si fa tuttavia sempre maggiore; esse richiedono però lavorazione accurata, e foro trapanati: debbono talvolta ricuocersi e temperarsi. La *ghisa* non è adoperata che in parti speciali, quali il duomo di vapore, e le chiusure dei passi d'uomo. Il *rame* usasi talvolta per quelle parti della caldaia in cui il ferro e l'acciaio sono esposti a bruciare facilmente; *l'ottone* pei tubi di fumo di piccolo diametro.

Lo spessore deve soddisfare a due condizioni opposte; deve essere *sufficiente* per la resistenza, deve essere *minimo* per la trasmissione del calore. Poichè lo spessore cresce col diametro e poichè è possibile modificare i diametri in modo che, coll'aumentare il numero e la lunghezza

dei corpi cilindrici, si abbia la superficie di riscaldo voluta, così è dato un massimo di spessore delle caldaie di circa 15 mm. Lo spessore può ancora considerarsi funzione del grado di purezza delle acque; un leggero strato di deposito influisce alla trasmissione di calore in senso assai più dannoso che un aumento di spessore.

In generale, il calcolo degli spessori delle caldaie è fatto con formole empiriche che comprendono, oltre che il valore definito con calcoli teorici, delle costanti determinate che aumentano lo spessore al di là di quanto è necessario per la semplice resistenza. Gli è perciò che da costruttore a costruttore e da regione a regione si trovano differenze più o meno forti di spessore a parità di pressione interna e di diametro. In genere gli Americani tendono a dare alle caldaie spessore alquanto minore del nostro, il che può essere fino ad un certo punto scientificamente giustificato.

Le tensioni che si producono nelle lamiere delle caldaie dipendono infatti — dalla pressione interna, ed il carico unitario sarà però tanto minore quanto più forte è lo spessore della parete — e dalle deformazioni che subisce il corpo della caldaia in conseguenza del suo riscaldo non uniforme, e in tal caso più forte è lo spessore tanto maggiori saranno i carichi risultanti. Si hanno dunque due elementi che agiscono uno in senso contrario all'altro, in guisa da poter ritenere che forse talvolta la diminuzione dello spessore diminuisce il carico unitario.

Altro elemento che si collega strettamente allo spessore è quello della chiodatura; alla riduzione dello spessore deve essere concomitante una chiodatura più resistente, (p. e. la doppia, come appunto gli Americani preferiscono).

Dopo quanto è detto nella nostra opera *Il Costruttore di Macchine,* ci limitiamo ora a dare le formole pratiche colle quali si determinano gli spessori delle caldaie.

Sieno: D diametro in m. della caldaia, δ le spessore in mm., n_e la differenza fra la pressione interna e l'esterna in atmosfere, ossia la pressione effettiva, L la lunghezza in m.

a) *Pareti cilindriche a pressione interna:* (ferro) $\delta = 1.2\, D n_e + 2$ mm. ovvero $\delta = 1.1\, D n_e + 3$; alcuni aumentano questi spessori e li desumono colla $\delta = 1.5\, D n_e + 0.4\,(8 - n_e)$. Per ferro omogeneo: $\delta = 0.68 \sim 0.75$ del valore indicato per lamiere di ferro. I limiti estremi dello spessore sono: $\delta < 15$ mm. salvo pei fondi piani e $\delta > 5$ mm. salvo pei tubi.

Si può anche ricorrere alla formula

$$\delta = \frac{p\, r}{\varphi\, k} + a$$

nella quale δ è lo spessore in centimetri, p la pressione di prova in chg. per cmq., r il raggio della caldaia in metri, k la resistenza ammessa per cmq., φ la resistenza relativa della chiodatura rispetto alla lamiera, ed a una costante che varia da 3 mm. per piccoli diametri, ad 1 mm. pei grandi. Minimo di $\delta = 6$ mm.

b) *Pareti cilindriche a pressione esterna* (focolari Cornovaglia, tubi del fumo, ecc.) (ferro) $\delta = (1.4\, D n_e + 3 + 0.6\, L)$ mm.

Alcuni propongono $\delta = 1.8\, D n_e + 4$.

La resistenza di queste pareti è aumentata coll'uso degli anelli di rinforzo come alla fig. $427^{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4}$, di cui la 2.ª è usata da Fairbairn. Questi determina la distanza l in m. alla quale devono porsi gli anelli di rinforzo colla

$$\delta = \left(\frac{n_e\, l\, D}{0{,}1646}\right)^{1/2} \quad \text{cioè} \quad l = \frac{0{,}1646\, \delta^2}{n_e\, D}\ ;$$

disposizioni migliori per irrigidire il tubo sono quelle della fig. 3 e 4. Vi si prestano pure i giunti a compensazione in cui le lamiere sono trasversalmente riunite da ferri con sezione ad Ω, ottenendo insieme la resistenza e la libera dilatazione. Preferibile su tutti i sistemi è l'uso dei tubi Fox, il quale uso è giustificato anche dall'elasticità necessaria nei focolari.

L'elasticità longitudinale dei tubi focolari di caldaia è argomento di sommo interesse ed è stato oggetto di esperienze da parte di Schulz.

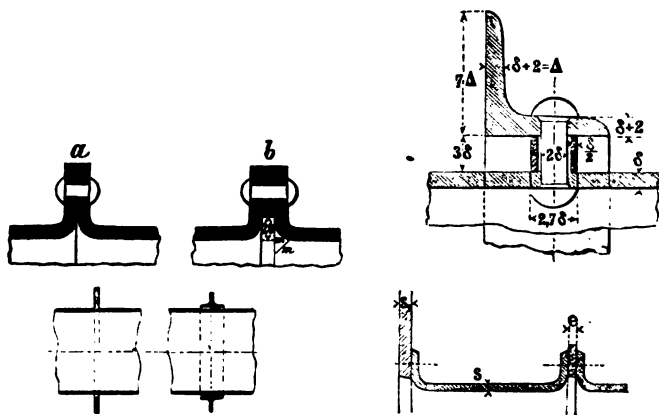



Fig. $427^{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4}$.

Si verifica infatti che in questi tubi da un lato, per effetto della combustione del focolare si ha una temperatura di 1350 nei prodotti di combustione, la quale scende all'estremo opposto a 650. Tale variazione di temperatura, benchè la lamiera si trovi dal lato opposto a contatto con acqua a temperatura costante, non è senza effetto sulla caldaia. D'altra parte le lamiere del tubo focolare sono più riscaldate di quelle che formano il corpo cilindrico, onde devono essere suscettibili di una dilatazione maggiore, il che mette in gioco l'elasticità del tubo focolare e dei fondi delle caldaie. Al solito si cerca concentrare la maggior elasticità nel tubo focolare che non nei fondi.

Le esperienze si fecero sui tubi focolari a lamiere liscie a flangia, a lamiera ondulata Fox a debole o forte ondulazione, e con lamiere Purve a nervatura del tipo (fig. 428).

Per i tubi Fox e il tubo Purve si può determinare la pressione effettiva di lavoro o lo spessore colla

$$p = \frac{(s - c)\, 1000}{d} \text{ chg. per cmq.}$$

ove p è la pressione effettiva di lavoro; s lo spessore del tubo focolare in cm.; d il diametro intero del focolare in cm., e c una costante che varia da cm. $0.3 \sim 0\ 1$.

Risulta anche che l'inflessione cresce colla terza potenza dell'altezza della ondulazione, e diminuisce colla terza potenza dello spessore.

c) Fondi e pareti piane. Fondi piani delle calcadaie a focolare intero e delle caldaie tubolari, rinforzati con cantonali di lamiera di 8 a 10 mm., $\delta_1 = 1.4\,\delta + 2$ (δ spessore del corpo cilindrico). Si fanno anche curvi e

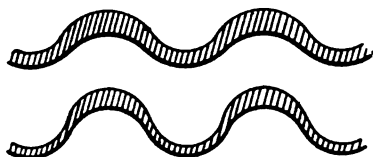



Fig. 428.

stampati come all'esempio della fig. 429¹. Fondi delle caldaie a bollitori o riscaldatori, sferici o piani (generalmente usate le ultime due forme della

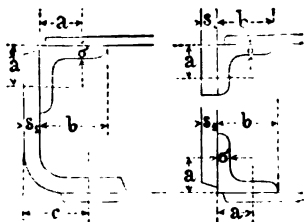



Fig. 429¹·².

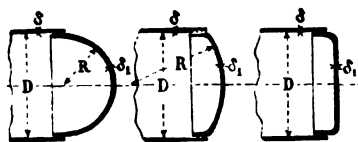
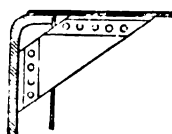



Fig. 430.

Fig. 431.

fig. 429²). Se sferici saetta variabile da 0.1 D a 0.14 D. Nel 1.° caso $\delta_1 = 1.4\,\delta$ nel 2.° $\delta_1 = 1\,2\,\delta$.

I giunti, sia a flangia o a ferro d'angolo esterno od interno, hanno le seguenti proporzioni (fig. 430):

$$\delta_1 = 7 \sim 20 \quad \sigma = 13 \sim 20 \quad b = 80 \sim 100 \quad a = 46 \sim 60 \quad c = 55 \sim 85.$$

Cantonali di rinforzo dei fondi piani come a fig. 431 ed agli esempi lungo il testo. Tubi del fumo innestati a viera, sia coll' allargatoio. Lo stesso pei tubi d'acqua delle caldaie Babcock, Steinmuller, Dürr, ecc.

Conviene volgere in senso contrario alla fiamma i giunti che le sono esposti; ed evitare di esporvi i giunti longitudinali. La lamiera esposta al fuoco ricoprirà le vicine per garantire la tenuta e facilitare il ricambio; converrà sia spinta al di là dell'altare per evitare chiodatura a ridosso del fuoco.

25. Sezione dei condotti del fumo. Particolarità della muratura. — I condotti del fumo sono costituiti, o soltanto da pareti metal-

liche, o da pareti parte metalliche e parte in muratura; le prime servono alla trasmissione del calore all'acqua, le seconde a proteggere i gas contro il disperdimento esterno. I condotti del fumo debbono farsi possibilmente ristretti, perchè i gas non venuti a contatto colla caldaia possano cedere a questa il calore per irradiazione; nello stesso tempo occorrono abbastanza ampi perchè la resistenza al movimento sia minima. Fra queste condizioni opposte la pratica stabilisce limiti opportuni, e cioè: che la larghezza dei canali non sia minore di 12 a 15 cm., che per canali del fumo in lamiera la sezione preferibile è la più piccola; d'altro canto la sezione totale dei canali dipende ancora dalla quantità dei gas o dall'ampiezza della graticola, dal tiraggio, dalla lunghezza loro e loro variazioni di direzione, ecc. Si ponno valutare questi elementi se partesi dal dato che la sezione dei canali dipenda dalla *sezione V del camino alla base*, considerata come estremità dei medesimi.

Ora, poichè i gas posseggono al focolare una temperatura di circa 1200°, e al camino di circa 300°, il loro volume varia nel rapporto di $^{2.57}/_1$; assunta come costante la velocità, basta che le sezioni decrescano collo stesso rapporto. In pratica, senza seguire strettamente tal legge, si fa decrescere la sezione, dal primo giro di fumo al camino, da $^6/_4\,V$, a $^5/_4\,V$, a V (spesso però la sezione dell'altare si fa eguale o di poco maggiore di quella del camino). I condotti diritti e le curve dolci esigono un tiraggio minore: sono però poco favorevoli ad una miscela intima dei gas. A riportare i gas più caldi (quelli che lambiscono il muro) a contatto colla caldaia, servono i bruschi cambiamenti di direzione ed il foggiare i canali con sporti verticali lungo la muratura (fig. 379).

I condotti vengono in parte ostruiti dal deposito del fumo, costituito dalle particelle solide trascinate dai prodotti della combustione; questo deposito avverrà nei punti in cui, per qualsiasi causa, la velocità rallenti. Esso tende a formare da sè dei condotti con sezioni a velocità uniforme almeno fino ad un certo limite; ma poichè esso, sebbene rallentando, va accumulandosi, occorre che i condotti si provvedano, nei punti in cui cambiano di sezione, di aperture e sacche da cui si possa levare il deposito. In ogni caso, il deposito non dovrà formarsi sulla parete della caldaia, ove disturberebbe, come cattivo conduttore, la trasmissione di calore.

La muratura, oltre al sostenere la caldaia e formare i condotti del fumo, la ripara contro i disperdimenti di calore. Essa si compone di materiali refrattari fin dove può esser a contatto coi prodotti di combustione alla temperatura di 500° (ordinariamente nel focolare ed al secondo giro di fumo nelle caldaie comuni). La muratura refrattaria forma uno strato d'una testa di mattone rivestita all'esterno da muratura comune. L'isolamento della muratura si ottiene componendo la parete di due strati distinti, separati da un intervallo di aria della larghezza di circa 60 mm. Questi strati isolatori si usano pure, se lo concedono le ragioni di spazio, anche per più caldaie riunite in batteria.

Le pareti della caldaia che possono venire a contatto coll'aria (fondi di bollitori o riscaldatori sboccanti all'esterno, parte superiore delle caldaie, ecc.) si riparano dai disperdimenti con strati di cenere, sabbia, car-

bone, e mescolanze relative di cui si hanno composizioni diverse; o con pareti metalliche di sottile spessore che comprendono una sostanza isolante o solo aria.

In genere, le perdite di calore traverso la muratura sono lievi; esse salgono al massimo al 5 %, a lavoro continuo; sono però rese rilevanti dalle frequenti interruzioni di lavoro. Quindi le caldaie che debbono portarsi rapidamente in azione, o lavorare solo poche ore del giorno, si costruiscono quasi senza muratura, facendo toccare ai prodotti della combustione solo pareti metalliche; invece, le caldaie a lavoro continuo si provvedono di muratura abbondante, col dato medio che il rapporto tra la superficie di riscaldo e quella offerta dalla muratura ai gas sia eguale ad 1 o poco meno. La muratura viene riparata contro le deformazioni e dilatazioni con tiranti e traversi esterni metallici.

	Caldaie a focolare interno			Caldaie a focolare esterno con 2 bollitori		
Diametro	1.5	1.80	2.10	0.80	1	1 20
Mc. di muro per metro di lunghezza	2.6	3.3	3.8	3.7	4	4.3
Mc. di muro per le teste	4	5.3	7.2	7.4	9.4	10.4

26. *Camini.* — La teoria dei camini trovasi svolta in importanti opere con un ricco corredo di formule. Tuttavia la incertezza dei dati, ed il tempo richiesto alla calcolazione coi mezzi che esse offrono, ci consigliano a limitare le indicazioni ai risultati pratici, cui in definitiva si ha ricorso.

Un camino funziona come un organo aspiratore destinato a smaltire i prodotti della combustione, mantenendo tra la superficie inferiore della griglia e quella superiore nel focolare una depressione sufficiente perchè l'aria esterna possa accedere nella voluta misura. Il principio di loro azione è chiaro; il loro calcolo però riposa su dati teorici incerti, che non forniscono una legge semplice tra altezza e sezione del camino, temperatura, pressione, area della griglia, superficie di riscaldo, ecc.

Il peso dei prodotti di combustione che può essere aspirato da un camino in un dato tempo, dipende dalla grandezza del camino, dalla velocità di passaggio dei gas attraverso il medesimo e dalla densità. La densità diminuisce colla temperatura assoluta per una data altezza di tiraggio; la velocità invece cresce colla radice quadrata della temperatura medesima. Ne risulta che il peso dei prodotti della combustione, che possono passare dal camino, raggiunge, per una data temperatura, un valore massimo. Questo massimo si trova corrispondere ad una temperatura del gas che è di circa 288°. Da questo punto l'influenza della temperatura si fa più piccola, in quanto che i prodotti di combustione a 288° scaricati dal camino sono solo del 4 % maggiori che non alla temperatura di 150°, cosicchè per un camino sarà importante considerare solo l'altezza e la

sezione. Se è al disotto di 283°, la temperatura non ha una influenza molto sensibile.

Il tiraggio di un camino è indipendente dalla forma del medesimo, ed è dipendente in modo precipuo dalla differenza di peso della colonna d'aria esterna od interna.

Quando, nello studio di un camino, è stata fissata la altezza necessaria per un sufficiente tiraggio, importa che la sezione del medesimo abbia una ampiezza sufficiente allo scopo; nel qual caso non vi è che a provvedere ad una altezza maggiore se la sezione è troppo piccola. Dove la questione del costo è un elemento indifferente, i rapporti fra altezza e sezione potranno essere molto grandi; ma dove importa tener presente l'elemento sempre influente del costo, bisogna cercare di ottenere buoni risultati di tiraggio con costo limitato: il che significa con limitata altezza.

Nelle grandi città si preferiscono generalmente i camini di grande altezza ai piccoli camini, in quanto coi medesimi si può disperdere il fumo negli strati più alti dell'atmosfera, senza danno alle abitazioni ed all'igiene.

La entità del tiraggio dipende in buona parte anche dalla natura del combustibile impiegato; il legno richiede il tiraggio minimo, il carbone fossile in polvere il tiraggio maggiore. Per il carbone di antracite è necessario un tiraggio di 30 mm. in colonna d'acqua; il che, con un camino ben proporzionato e dell'altezza di m. 45, può essere sicuramente ottenuto. Per i carboni fossili più scadenti è raccomandabile una altezza di camino non inferiore ai 30 metri, in quanto questo materiale non può essere bruciato di più, anche con tiraggio maggiore.

Un camino a sezione circolare è preferibile ad uno a sezione quadrata, ed è miglior cosa che le sezioni superiore od inferiori sieno eguali, di quel che il camino abbia forma conica restringentesi all'alto.

Reiche calcola l'altezza H e la sezione d'un camino sui seguenti dati.

1.° L'altezza deve essere sufficiente:

a) Per produrre una depressione statica h_δ (cioè la differenza tra la pressione atmosferica sotto la griglia e la pressione dei gas della combustione) perchè l'aria possa accedere al focolare in quantità sufficiente: se dicesi ηH la frazione di altezza intesa a questo scopo, T_a e T_s le temperature assolute dell'atmosfera e del gas alla base del camino, Reiche determina in via teorica h_δ, in mm. d'acqua, colla

$$h_\delta = \eta H \frac{1000}{2.93} \left(\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_s} \right), \tag{40}$$

essendo ordinariamente $T_a = 273$ e $T_s = 473°$; non conviene alla base del camino una temperatura centigrada maggiore di 250°, e meglio se riducesi a 150° ∼ 200°.

Il valore di ηH dipende dal rapporto fra il peso P di combustibile bruciato all'ora e l'ampiezza della griglia R; il primo definendo la quantità di aria necessaria, il secondo la velocità di passaggio; si assume

$$\eta H = \varphi \left(\frac{P}{R} \right)^2 = 0.00277 \left(\frac{P}{R} \right)^2. \tag{41}$$

La costante tiene conto delle condizioni di temperatura, e della qualità ordinaria del carbone.

b) Per dare ai gas una velocità sufficiente allo sbocco del camino occorre una ulteriore altezza

$$h_1 = 1.75\, D \frac{T_a}{T_s} \text{ (}D\text{ diametro alla bocca).} \quad (42$$

c) Per vincere le resistenze lungo il percorso dei canali del fumo, assunto uno sviluppo medio di questi si ha,

$$h_2 = 2.5\, D. \quad (43)$$

d) Per vincere la resistenza nelle variazioni di sezione e di direzione, coi percorsi ordinari del fumo,

$$h_3 = 2.5\, D. \quad (44)$$

Così l'altezza totale H dal camino, dalla griglia alla bocca, è

$$H = \eta H + h_1 + h_2 + h_3 = 0.00277\,({}^P/_R)^2 + 1.75\, D \frac{T_a}{T_s} + s\, D = \\ = 0.00277\,({}^P/_R)^2 + 6\, D, \text{ in media.} \quad (45)$$

2.° Il diametro minimo D del camino calcolato sulla quantità di aria che vi passa, o sul peso orario P di combustibile, sulla velocità corrispondente al carico h_δ, è data da

$$D = 0.1\,(P)^{0.4} = 0.1\,(R\,{}^P/_R)^{0.4}. \quad (46)$$

Queste formule raccolgono insieme i risultati dell'esperienza e della teoria; dovranno però nelle applicazioni pratiche confrontarsi coi dati relativi a camini ben funzionanti in condizioni analoghe.

Il prof. Colombo dà, per caldaie fisse:

per uno sviluppo di condotto del fumo di m.	12	18	24	30	35	40
Valore minimo di H. . . . . „	16	20	25	30	35	40
Sezione in mq. per 100 kg. di carbone-ora,	0.32	0.30	0.28	0.26	0.23	0.20.

Per combustibili diversi dal carbon fossile, per cui il volume d'aria per la combustione sia V_1, V essendo quello pel carbon fossile, si fanno le sezioni proporzionali ai volumi, $S_1 = S\,{}^{V_1}/_V$. Per legna o torba ${}^{V_1}/_V = {}^1/_2$; lignite ${}^{V_1}/_V = {}^2/_3$.

Diminuendo il valore di H, e quindi di h_δ, si può, con economia di costruzione, aumentare la sezione; non deve però questa esagerarsi per impedire le correnti di discesa. L'altezza minima può essere richiesta dalle condizioni locali; nelle città si fa H almeno $= 30^m$; in ogni caso si ammette che un camino debba sorpassare di 3 metri l'altezza delle case in un raggio di m. 50.

In una memoria dei signori *Babcock e Wilcox* sono esposti i seguenti dati usati in America pel calcolo dei camini delle caldaie a vapore.

La sezione utile attiva di un camino pel passaggio dei prodotti della combustione, si assume, per una data quantità di questi, proporzionale alla radice quadrata dell'altezza. Se si calcola per ogni cavallo effettivo un medio consumo di combustibile di chg. 2.25, la sezione utile del camino E si determina colla

$$E = \frac{0.0154\, N}{\sqrt{h}}, \quad (47)$$

ove N è il numero dei cavalli ed h l'altezza del camino espressa in metri.

Dappoichè i prodotti di combustione pel loro passaggio attraverso il camino risentono contro le pareti interne del medesimo una forte resistenza di attrito, così dovrà la sezione essere tenuta effettivamente maggiore.

Partendo dal dato che la resistenza d'attrito di uno strato d'aria uniformemente distribuito sulla superficie interna della parete del camino sia identica quella che influisce sul totale tiraggio, e che cioè la sezione utile E debba essere considerata come la sezione vera A diminuita di questo strato di 50 mm. tutto all'ingiro, si otterrà

$$E = A - 0.6\sqrt{A}$$

Per un camino di sezione quadrata, il lato S del quadrato della corrispondente sezione sarà, in metri,

$$S = \sqrt{E} + 0.1$$

e, corrispondentemente, il diametro D del camino a sezione circolare

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} E} + 0.1 \sim 1.13\sqrt{E} + 0.1.$$

Se ora si indica con d il tiraggio del camino, espresso in millimetri di colonna d'acqua, si può calcolare l'altezza del camino in metri colla

$$h = \frac{d}{83.2\left(\frac{4.2}{t + 273} \quad \frac{4.4}{t' + 273}\right)} \qquad (48)$$

dove t è la temperatura dell'aria, e t' la temperatura dei prodotti di combustione in gradi centigradi.

Abbiasi ad esempio,

$t = 20°$ centigradi
$t' = 300°$ „
$d = 17$ mill. d'acqua.

Coll'ultima relazione si calcolerà

$h =$ metri 30.5.

Se l'impianto delle caldaie corrisponde ad un lavoro in cavalli di 182, si otterrà la sezione utile

$E = 0.508$ metri

e il diametro $D = 0.905$ „

Dalle formole precedenti si potrà anche determinare a quale lavoro in cavalli possa corrispondere un dato camino, e quale tiraggio in millimetri d'acqua si può ottenere da una data altezza di camino.

$$N. = \frac{E\sqrt{h}}{0.0154}$$

$$d = 83{,}3\, h\left(\frac{4.2}{t + 273} - \frac{4.4}{t' + 273}\right).$$

Nella fig. 432 sono tracciate, per un camino dell'altezza di m. 30.5 quale risultano dal calcolo pratico precedente, i diversi tiraggi in millimetri d'acqua, corrispondenti a diverse temperature dei prodotti di combustione, sotto il dato di determinata produzione dei focolari e quindi delle caldaie,

misurata colla curva che dà il peso in chilogrammi dei prodotti di combustione passati al camino.

L'andamento delle due curve lascia, senz'altro, vedere che, per la

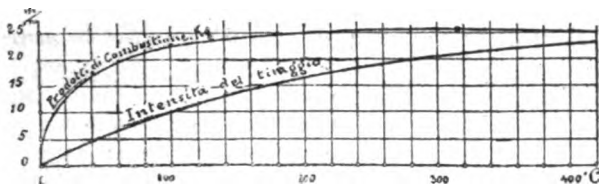



Fig. 432.

massima produzione di un camino, l'aumento della temperatura dei gas oltre 200°, non presenta alcun sensibile vantaggio.

Il massimo sforzo attivo di tiraggio si trova per una temperatura dell'aria di circa 17° ed una temperatura dei gas di combustione al camino di 315°, cent., il che dà

$$d = 0.58\,h.$$

La resistenza d'attrito che il fumo nel focolare e nei condotti subisce, può influire naturalmente sulla quantità del gas, ma tuttavia la quantità reale che sarà trasportata dal camino, deve essere ricercata molto davvicino ai limiti sopra indicati.

Nella seguente tabella, desunta dalle relazioni (47) e (48) si hanno i valori per le diverse altezze e portate in gas dei camini.

Interno diametro del Camino	Altezza del camino in metri									Sezione attiva del Camino	Sezione effettiva del Camino	Lato del quadrato della Sezione
	15	18	21	24.5	27.5	30.5	33.5	38	46			
	Numero dei cavalli corrispondenti											
M.										Mq.	Mq.	Mq.
0.53	35	38	41	—	—	—	—	—	—	0.137	0.220	0.48
0.61	49	54	58	62	—	—	—	—	—	0.194	0.292	0.56
0.69	65	75	78	83	—	—	—	—	—	0 219	0.374	0.61
0.76	84	92	100	107	113	—	—	—	—	0.334	0.453	0.69
0.84	—	115	125	133	141	—	—	—	—	0.416	0.554	0.76
0 91	—	141	152	163	173	182	—	—	—	0.509	0.650	0.81
0.99	—	—	183	196	208	219	—	—	—	0.611	0.770	0.80
1.06	—	—	216	231	245	258	271	—	—	0.721	0.882	0.97
1.22	—	—	—	311	330	348	365	369	—	0.971	1.170	1.11
1.37	—	—	—	363	427	449	472	503	551	1.256	1.474	1.21
1.52	—	—	—	365	539	565	593	632	692	1.597	1.815	1.37
1.68	—	—	—	—	658	694	728	776	849	1.937	2.217	1.50

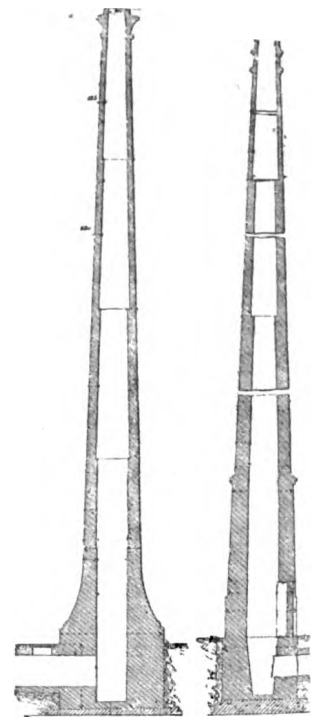
In America sono spesso preferiti i camini in ferro ai camini in muratura, specie per le officine; si preferiscono perchè la montatura è più facile e perchè la parete essendo impermeabile è maggiore la portata loro in prodotti di combustione.

27. Dati di costruzione sui camini. Camini in muratura. — La sezione ne è generalmente circolare, poichè offre minima resistenza al moto, facilità di costruzione, minor volume di muratura. Solo per piccole dimensioni si fanno camini a sezione quadrata o rettangola. La sezione si fa o costante su tutta l'altezza, o convergente verso l'alto, o divergente. Esistono condizioni favorevoli più o meno a questi due ultimi casi, di cui il secondo è preferibile, sebbene spesso si usi forma molto convergente, per scemare la muratura e dare al camino maggiore stabilità.

Fig. 433[1·2].

Spessore al sommo: 1 o 2 teste di mattone (0.15 ~ 0.25), scarpa all'esterno 3 % pei camini più bassi, 2—2.5 % per camini alti e medi. Si può costruire il camino sia a tronchi di spessore costante con riseghe di una testa dall'uno all'altro, sia a superficie interna liscia.

Le fig. 433[1·2] danno la forma di *camino in muratura* di ordinaria costruzione; fondazione diritta od a scaglioni; platea di calcestruzzo, e palificata se il terreno lo richiede. Lato massimo della base di fondazione di $^1/_7$ a $^1/_{10}$ dell'altezza.

Per i grossi camini usasi la costruzione a parete doppia con tramezzi di unione radiali; la parete interna a spessore costante e diritta l'esterna con riseghe. Si sono costrutti anche camini monolitici in calcestruzzo con cemento Portland. Talvolta, per scemarne il peso, si sono composti con inviluppo di lamiera ed un rivestimento interno in mattoni assai sottile. La muratura d'un camino è l'ordinaria, salvo alla base se la temperatura del fumo vi sale oltre i 500°. Si provvedono i camini di scale per la salita; e talvolta di parafulmine, il cui cono di proiezione ha per sommità la punta del parafulmine e per raggio 1.75 *H*.

Camini in lamiera. Per impianti provvisori si fa uso di camini in lamiera, verniciata o zincata.

In genere i camini di metallo convengono pel peso ridotto, la facilità di costruzione e la rapidità di messa in azione, in quanto i camini murati richiedono prima dell'uso di essere bene asciutti. Però il piccolo spessore delle pareti e la grande conduttività di queste dà luogo a raffreddamento dei gas lungo il percorso, specie se le pareti del camino sono colpite di vento forte e freddo. L'altro inconveniente è il logoramento ra-

pido causato all'esterno dalle azioni atmosferiche e della pioggia, e all'interno dei prodotti della combustione e per la pioggia che vi può cadere. Si rimedia in parte con buona verniciatura — come pure si rimedia all'azione corrosiva dei prodotti di combustione col ricoprire la parte inferiore del camino, all'interno, con muratura o calcestruzzo, cosicchè se ne aumenta la stabilità.

Le giunzioni, per evitare l'entrata della pioggia, si fanno spesso a coprigiunto interno; spessore delle lamiere da 2 ∼ 4 mm. in alto, a 5 ∼ 8 mm. in basso. Fondazione e basamento in muratura; parte sporgente di questa $^1/_4$ dell'altezza totale; sopra la muratura si applica una larga piastra di ghisa con flangie, cui viene bullonato il camino. La resistenza del vento è vinta con 3 o 4 tiranti; se vogliansi questi evitare si darà al camino grande convergenza.

La fig. $434^{1 \cdot 2}$ ci rappresenta un camino in ferro di costruzione americana, alto sopra il terreno metri 57; sul fondamento, in beton, è uno zoccolo piramidale a sezione rettangola; sopra lo zoccolo sono applicate delle

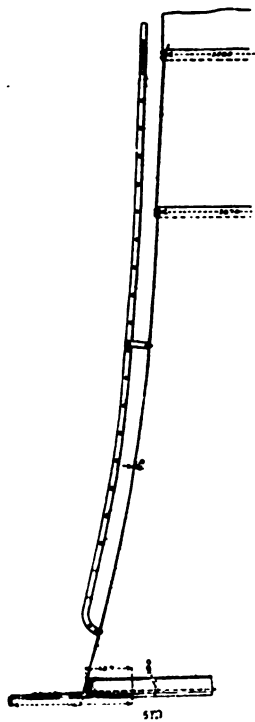
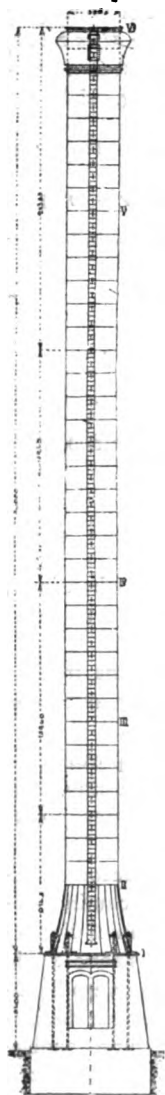



Fig. $434^{1 \cdot 2}$.

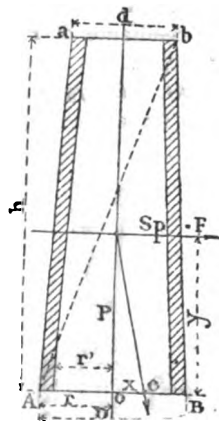



Fig. 435.

piastre in ghisa, o al di sopra di queste comincia la parte inferiore conica del camino costituita con lamiera trapezia che prosegue poi cilindrica. Lo spessore della lamiera, che è di 10 mm. al fondo (tratto I, II) diventa nei tratti successivi di 8 e 6 mill. Una scala laterale esterna permette di salirvi.

La *stabilità d'un camino* si calcola come per un solido incastrato alla base, caricato dal peso proprio e soggetto a flessione per la pressione del vento sulla parete (fig. 435).

Se il camino è circolare, con un'area nella sezione di incastro di $A = \pi(r^2 - r'^2)$, P il suo peso, determinabile su una densità media di 1700 kg. al mc., M il momento delle forze esterne (pressione p del vento per mq.) applicate al centro di gravità della sezione $ABab = S$, cioè $M = Sp.y$, assunto per p il valore di 300 kg. al mq. che, per un camino a sezione circolare, dà luogo ad una pressione sull'area proiettata di 150 kg., si ha:

$$Syp = \left(D.\frac{h}{2}.\frac{h}{3} + \frac{dh}{2}.\frac{2h}{3}\right) = \frac{150.h^2}{6}(D + 2d) = 25\,h^2(D + 2d). \quad (49)$$

Si indichi con I il momento di inerzia della sezione: $I = \frac{\pi}{4}(r^4 - r'^4)$.

Applicando la formula generale che dà il carico concessibile per unità di area

$$k = \frac{P}{A} \pm \frac{Mz}{I};$$

si ha allora

$$k = \frac{P}{A} \pm 32\frac{r\,h^2(D + 2d)}{r^4 - r'^4}. \quad (50)$$

Per camini in lamiera, che non sieno sostenuti da tiranti, potendosi ritenere r poco diverso da r', si può fare

$$k = \frac{P}{A} \pm 32\frac{h^2(D + 2d)}{r^2 - r'^2}. \quad (51)$$

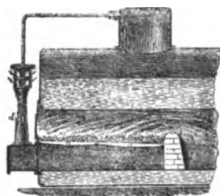
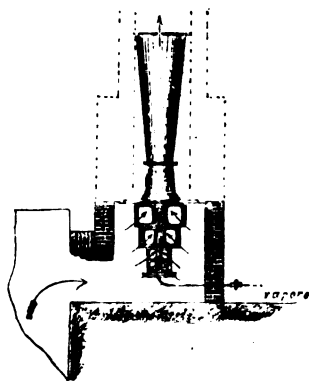
Lo sforzo Sp produce compressione crescente da O a B, e massima in B, che si aggiunge al carico di compressione P/A; produce invece trazione da O ad A, massima in A, opposta al carico P/A.

Per ottenere in A uno sforzo di trazione nullo, Goullly ha trovato che la risultante di P ed Sp deve cadere sulla base in C, per modo che sia $x = \frac{1}{2}r$.

28. Tiraggio a getto di vapore. — Per caldaie trasportabili a tiraggio forzato con getto di vapore, l'altezza minima del camino è di 2.5—4^m, la sezione da 0.8—0.10 mq. per 100 kg. di carbone fossile all'ora.

In alcuni impianti fissi, se occorre rendere più attivo il tiraggio d'un camino esistente, si impiegano mezzi meccanici di aspirazione dal focolare o di compressione d'aria in esso, ovvero il getto di vapore funzionante come aspiratore o compressore d'aria.

Fig. 436[1, 2].

Se il camino ha diametro insufficiente alla nuova aspirazione, *l'aspiratore a vapore* disponesi in un piccolo camino più basso in lamiera, comunicante coi condotti della caldaia; l'apparecchio *Korting* (fig. 436[1]) è così formato da poter in tal caso regolare il getto perchè il nuovo ca-

29. *Peso delle caldaie di costruzione ordinaria (escluse le guarnizioni).*
(Misure in metri — n_e pressione effettiva di atmosfere.)

Superficie di riscaldo	mq.	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100
Caldaie a 2 bollitori.	Diametro del corpo princip.	—	—	1	1	1	1.1	1.2	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
	Lunghezza	—	—	5.9	7	7	7	6.2	7.3	7.4	7.4	7.6	8.3	9
	Peso in tonn. $n_e = 4$	—	—	4.7	5	5.7	6	6.8	8	9.5	11.5	14.2	15.7	17.4
	Peso in tonn. $n_e = 6$	—	—	5.2	6	7	7.5	8.3	10	12	12.5	21.1	23.4	26.2
Caldaie ad 1 focolare interno.	Diametro	1.25	1.25	1.4	1.5	1.5	1.55	1.6	1.75	—	—	—	—	—
	Lunghezza	2.90	4.3	4.9	5.3	6.4	7.5	8.1	9.3	—	—	—	—	—
	Peso in tonn. $n_e = 4$	2.10	2.6	3.5	4.5	5.4	6.25	7.25	9.1	—	—	—	—	—
	Peso in tonn. $n_e = 6$	2.65	3.20	4	5.5	6.7	7.75	8.9	11.5	—	—	—	—	—
Caldaie a 2 focolari interni.	Diametro	—	—	—	—	—	1.80	1.80	1.9	2	2.10	2.10	2.20	—
	Lunghezza	—	—	—	—	—	5.50	6.3	7.3	8 1	8.7	9 8	10.5	—
	Peso in tonn. $n_e = 4$	—	—	—	—	—	7.2	8.1	10	11.9	13.5	14.8	16.5	—
	Peso in tonn. $n_e = 6$	—	—	—	—	—	9	10.5	12.5	14	16	18	—	—
Caldaie Galloway a 2 focolari.	Diametro	—	—	—	—	1.65	1.65	1.70	1.80	1 90	1.90	2.10	2.16	2.10
	Lunghezza	—	—	—	—	4.3	4.7	5	5.4	5	5.60	5.50	6.2	7
	Numero dei tubi	—	—	—	—	8	10	11	15	15	15	15	20	23
	Peso in tonn.°	—	—	—	—	5	5.4	5.8	6.5	7.5	9	11	12	13.5
Caldaie semifisse a ritorno di fiamma.	Diametro	0.93	0.95	1.05	1.23	1.3	1.4	1.63	1.74	1.8	—	—	—	—
	Lunghezza	2.15	2.65	3.4	3.4	3.5	3.9	46	5	5.2	—	—	—	—
	Numero dei tubi e diametro	16/75	18/75	20/75	28/75	32/75	38/75	44/75	64/75	64/75	—	—	—	—
	Peso in tonn.°	1.6	2.1	2.8	4	5.2	6	7.2	9.5	10.5	—	—	—	—

mino non danneggi la aspirazione del primo; se il camino è di diametro sufficiente, l'aspiratore è inserito nel camino stesso alla base. Talvolta questi apparecchi si fanno agire come compressori per aumentare la pressione d'aria sotto la graticola. Ne sono esempi la fig. 436[a] e il focolare Ferrando (fig. 362). Questi apparecchi sono ad *aspirazione successiva*, per modo che la perdita di velocità del vapore è graduale, come lo è l'effetto sulla colonna aerea da mettere in moto. (V. macchine pneumofore.)

§ 6.

Guarnizioni delle caldaie. — Apparecchi ed accessori pel funzionamento e la sicurezza.

30. Le guarnizioni delle caldaie. — Numerosi apparecchi, conosciuti sotto il nome di guarnizioni o accessorii delle caldaie, hanno lo scopo di assicurarne il regolare funzionamento, e di prevenire i pericoli delle esplosioni. Ce ne occupiamo con grande brevità anche perchè, nel maggior numero, gli apparecchi stessi hanno forme generalmente conosciute.

Trascurando di esaminare le più grosse guarnizioni delle caldaie, quali le porte del focolare, i registri del camino, le armature metalliche della muratura, i passi d'uomo, fermiamo la nostra attenzione, sulle seguenti.

Apparecchi relativi:

1.° all'alimentazione dell'acqua, alla sua depurazione ed al suo preventivo riscaldamento;

2.° allo scarico dell'acqua e dei depositi;

3.° alla presa, condotta del vapore, e suo eventuale surriscaldamento;

4.° alla indicazione del livello d'acqua;

5.° alla indicazione delle pressioni.

A ciascun gruppo appartengono disposizioni numerose, ora serventi all'esercizio regolare, ora a dare semplici indicazioni dello stato dell'acqua e del vapore, ora a provvedere che questo non sia tale da compromettere la sicurezza della caldaia: molte volte queste funzioni non sono distinte, ma raccolte nell'esercizio di uno stesso organo.

31. L'alimentazione d'acqua. — È necessario che l'alimentazione sia sicura e regolare; l'apparecchio che vi è destinato si calcola per una portata superiore (da 2 a 3 volte) alla produzione media di vapore, od al consumo effettivo della motrice.

L'alimentazione si effettua, oltre che coi vasi alimentatori e le pompe a mano, cogli iniettori e colle pompe a vapore (funzionanti direttamente col vapore delle caldaie) o colle pompe di trasmissione. Esamineremo la costruzione di questi meccanismi al capitolo speciale che li riguarda (quello delle *Macchine idrofore*) limitandoci per ora a fare un cenno dei *vasi di alimentazione.*

Il vaso alimentare (fig. 437) si compone di un cilindro in lamiera *B*, vicino al generatore *A*, e capace di un volume corrispondente al consumo

di circa un'ora. Il vaso è collocato ad un'altezza di m. 1 a 2.50 sul generatore. Due tubi *a a*, *b b* lo pongono in comunicazione con questo. Aperti i robinetti *C D*, l'acqua scola libera per *a a* nella caldaia: una valvola automatica impedisce il ritorno accidentale. Per riempire *B*, si chiudono i robinetti *C D*, si apre dapprima il robinetto *F*, collocato sul tubo di scarico della motrice *e e*, che sbocca all'aria libera. Appena la pressione è discesa, si chiude *F* e si apre *G* collocato sul tubo di presa d'acqua *c c*. Il livello *N*, ed al bisogno il robinetto *J* comunicante in *f* colla parte alta del vaso, indicano il momento in cui bisogna arrestare l'acqua. *J* serve anche ad estrarre l'acqua se per caso si è lasciato riempire del tutto il vaso, il che disturba il funzionamento. Una volta carico il vaso, si alimenta di nuovo per *C* e *D*. È facile fare del vaso un buon regolatore di

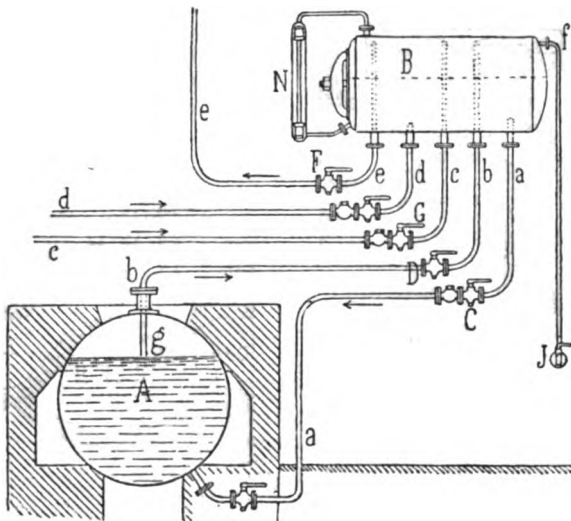



Fig. 437.

livello prolungando il tubo *b* con *g*, l'orificio di *g* essendo al livello dell'acqua normale, e lasciando *C*, *D* sempre aperti. Allora, appena il livello si abbassa nel generatore, il vapore passa in *B* pel tubo *g*; l'equilibrio è rotto, e l'acqua discende alla caldaia fino a che il livello d'acqua elevandosi viene a chiudere l'orificio di *g*; il passaggio allora si arresta, e si riprende appena se ne manifesta il bisogno. Se si ha una pompa alimentare o un iniettore, essi comprimono l'acqua nel vaso per *d d*. Si possono allora conservare i tubi *c e* come riserva pel caso in cui l'apparato alimentatore subisse avaria. Il tubo *b* deve sboccare sopra il livello massimo. Si possono riunire *c d* nello spazio fra i robinetti e il vaso, ma allora il tubo deve sboccare al basso. L'alimentazione a livello costante così fatta è garanzia di sicurezza. Il vaso alimentatore permette l'alimentazione con acqua caldissima.

L'*introduzione* d'acqua si effettua per la *valvola d'alimentazione* (fig. 438[1-2]) che si apre automaticamente sotto la pressione dell'acqua alimentare e si chiude sotto per la pressione della caldaia. Ad essa è unita

una *valvola a riposo a volantino.* Si dispone questa in modo che l'acqua della caldaia prema sotto la valvola, e si colloca fra la caldaia e la valvola d'alimentazione, specie per poter senza inconvenienti procedere alla riparazione e pulitura di quest'ultima. Alcune valvole di alimentazione sono anche foggiate come valvole di sicurezza.

La sede della valvola ha la larghezza di 3 ~ 6 mm. ed il diametro minimo *D*, in relazione alla produzione oraria di vapore *V*, è così dato:

$V =$ kg.	2000	1600	1200	900	700	500	300	200
$D =$ mm.	75	70	65	55	50	45	49	35.

La valvola di alimentazione si addossa alla caldaia in posizione comoda sotto la mano del fochista. L'introduzione d'acqua viene fatta

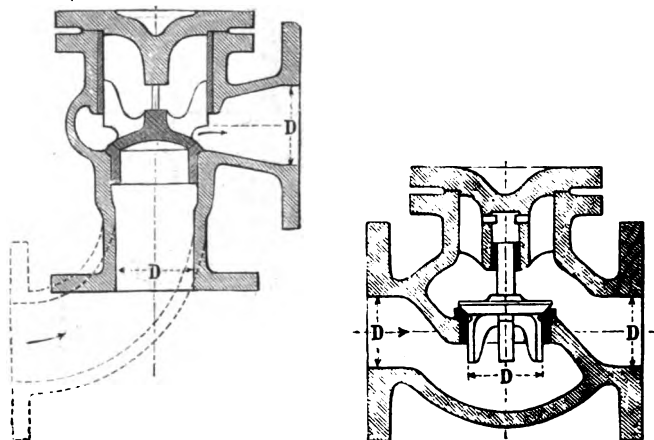



Fig. 438[1.2].

spesso nel punto in cui la caldaia è a contatto coi gas più freddi. Non sempre tale condizione può soddisfarsi; ma vi si può provvedere mediante un tubo che guidi l'acqua di alimentazione nell'interno della caldaia al punto voluto.

Alimentazione automatica. Se usasi di una pompa a motore conviene disporre un apparato regolatore, perchè, pur agendo questa continuamente, si possa tuttavia attivare o sospendere l'alimentazione a seconda del bisogno. Allo scopo, si applica talvolta un robinetto sul corpo di pompa, che il fochista può aprire a volontà, sospendendo l'aspirazione d'acqua; ma il sistema non è però automatico. Sonosi studiate, specie per le caldaie a tubi d'acqua, disposizioni automatiche collegate alle variazioni di livello del liquido col mezzo di galleggianti od altro.

Citiamo alcuni di questi regolatori d'alimentazione, riservandoci di completarne il cenno allo studio delle *pompe a pressione di vapore.*

Regolatore *Muller* (fig. 439). La pompa *P* aspira l'acqua pel tubo *f* spingendola poi in caldaia, mediante una valvola collocata in *B* e funzionante come una saracinesca unita ad un stantuffo. L'aprire, od il chiudere il passaggio del liquido in *f*, ottiensi col galleggiante *S*, che abbassandosi

col livello del liquido (quindi quando necessita provvedere all'alimentazione), apre la valvola *a* contenuta in *A*; il vapore esce allora per *b*, ed

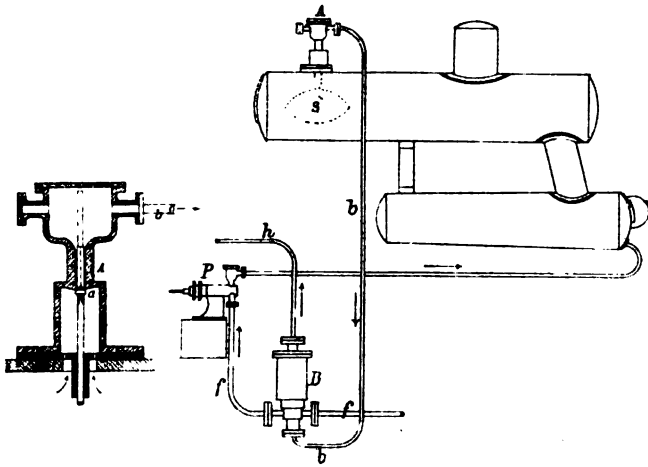



Fig. 439.

agisce sulla valvola collocata in *B* per aprirla, rendendo possibile il lavoro della pompa.

Nel regolatore *Ritter* (fig. 440) si utilizza il moto di ascesa o di discesa d'un vaso *A* (che si riempie in modo automatico alternatamente d'acqua o di vapore colla variazione di livello del liquido) per manovrare la valvola che rende possibile il funzionare di una pompa, iniettore, ecc. *A* comunica coll'interno della caldaia mediante i tubi *a* ed a_1 i tubi c, c_1 sul perno $B\,B_1$, ed i tubi $e\,e_1$, di cui il primo si accosta al livello del liquido, il secondo vi si immerge. Se l'acqua arriva fino a coprire la bocca di *e*, il vapore della caldaia spinge l'acqua in *A* e la sfera si abbassa; l'opposto se il livello è disceso sotto *e*, per cui *A* vuotasi d'acqua. Questo moto di salita e discesa è utilizzato alla manovra o della valvola di aspirazione (nelle pompe) o della valvola di presa del vapore (nelle pompe a vapore od iniettori).

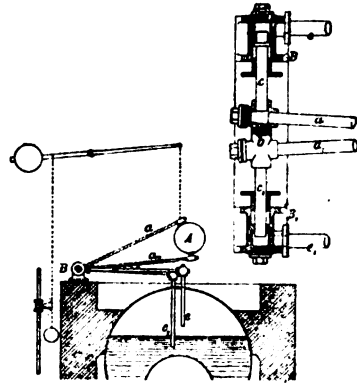



Fig. 440

In altri apparecchi (Grosmann, Reichling, ecc.), si approfitta della dilatazione di un tubo sottile per effetto di temperatura, che, per le variazioni di livello del liquido può essere ripieno di acqua e di vapore, per ottenere l'apertura o la chiusura di una valvola. Si usano pure gli apparecchi capaci, per sè, di effettuare una alimentazione automatica senza organi meccanici. È noto l'apparato A. Mayhew di Londra che agisce come nn pulsometro. (V. pulsometri.)

32. Riscaldamento dell'acqua. Riscaldatori ed economizzatori. — Due problemi interessano in modo particolare l'alimentazione 1.° *Il riscaldamento preventivo dell'acqua,* che vien fatto utilizzando il calore altrimenti perduto; 2.° *La depurazione,* se la qualità dell'acqua è tale da lasciare abbondanti depositi.

Un riscaldatore esercita, per sè, un parziale effetto di depurazione, perchè il riscaldo dell'acqua è causa di deposito di sali, deposito che avviene dove non évvi contatto coi gas della combustione ad alta temperatura, quindi senza scemare l'attività vaporizzatrice della caldaia e senza incorrere nel pericolo dei colpi di fuoco.

I *riscaldatori* si dividono in due gruppi, secondo che il riscaldo sia effettuato dal *vapore di scarico* delle motrici senza condensazione (se esiste condensazione, l'acqua calda del condensatore serve alla alimentazione), ovvero dai *gas della combustione* prima del loro arrivo al camino,

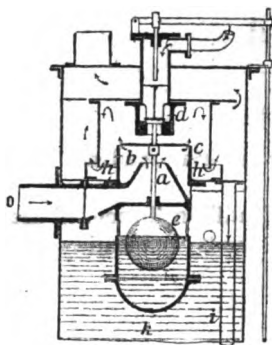



Fig 441.

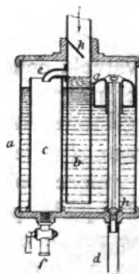



Fig. 442

abbassandone così la temperatura fino al limite minimo (150°—200°) atto ad un buon tiraggio.

A) *I riscaldatori del primo tipo* sono di due specie:

1.° L'acqua di alimentazione, piovendo in una capacità determinata (il riscaldatore), si mescola al vapore di scarico; l'intero calore contenuto nel vapore è ceduto alla prima. Ne è esempio il riscaldatore *Buttner* (fig. 441); il vapore di scarico che proviene da *o* solleva il disco *b*, mescolandosi nella camera *c h* coll'acqua che viene dall'alto; perchè l'acqua scenda, il vapore deve vincere la piccola pressione sulla valvola *d*, data dalla differenza tra la pressione dell'acqua e la spinta del galleggiante. L'acqua calda, pel tubo *i*, si raccoglie in *k*. In tal modo però i lubrificanti trascinati dal vapore vengono con danno respinti in caldaia. Si richiedono apparecchi speciali per ottenerne la separazione dall'acqua. Ne è esempio l'apparecchio *Jurgens* (fig 442). L'acqua col vapore condensato discende per *b*, urtando contro il diafragma *k*; l'olio se ne separa alla superficie, e, pel gomito *e*, discende nel vaso *c* e si raccoglie col robinetto *f*; l'acqua pura separatasi passa per la valvola manovrata da un galleggiante alla camera di aspirazione della pompa.

2.° L'acqua di alimentazione attraversa un fascio di tubi esternamente lambiti dal vapore di scarico. È la disposizione più frequente di cui la fig. 443[1,2], offre due esempi. Nel primo i due fondi sono in ghisa, il cilindro in lamiera, e i tubi in ferro; lo scarico del vapore condensato è in *F*; nella parte inferiore *D* si raccoglie il deposito formato dalle acque di alimentazione. Questi riscaldatori possono disporsi verticali od orizzontali. Il secondo, di costruzione *Dehne*, è formato interamente in ghisa con tubi di ottone. Allo stesso gruppo appartiene il recente riscaldatore e depuratore a cassetta di *Klein*.

Fig 443 [1,2].

Il riscaldatore Klein è rappresentato nelle fig. 444[1,2], ed è costituito da una serie di capsule simili, chiuse da due coperchi, e riunite con torchio a vite (come un filtro a pressione) costituendo un sistema di camerette interne a nervature, nelle quali circola l'acqua da riscaldare, mentre all'esterno circola il vapore di scarico che deve effettuare il riscaldamento. Il movimento del vapore (di cui la figura non mostra il tubo di introduzione che sta in alto) avviene nel senso delle freccie bianche, quello dell'acqua nel senso delle freccie nere. Le singole camere sono riuscite con guarnizioni e collegate coll'unica vite centrale del torchio. La pulitura interna e la scomposizione dell'apparato sono della massima facilità. Questo riscaldatore ha il vantaggio di richiedere un minimo spazio. Si può anche disporlo come apparato di depurazione preventiva; filtrando il deposito che risulta dal primo riscaldamento. Un apparato simile si usa anche come condensatore a superficie.

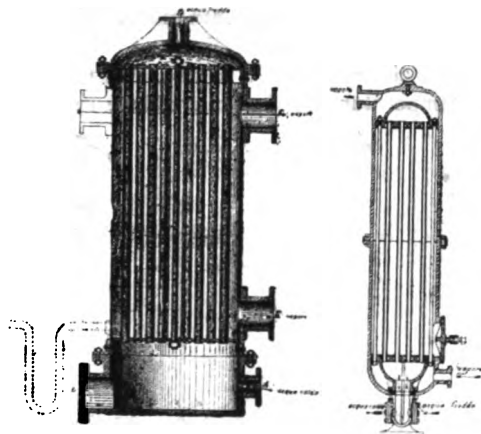
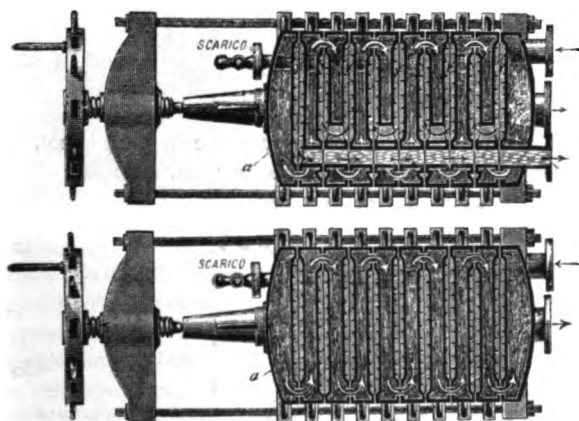



Fig. 444[1,2].

Un altro riscaldatore d'acqua di costruzione Klein (fig. 445), funzionante sotto pressione, è semplice e pratico. Esso è costituito, all'interno,

non d'un fascio di tubi riscaldatori, ma di un vaso in ghisa a parete esterna ondulata. La regolare pulitura dell'apparato, ad intervalli, è ottenuta con iniezione di vapore mediante presa apposita.

Il calcolo della superficie di riscaldo S_1 di questi riscaldatori, per una data temperatura t_a dall'acqua di alimentazione, si può fare, *per lavoro continuo,* nel seguente modo. Sieno: V il peso di vapore immesso, alll'ora, $x\,V$ la quantità di questo condensatasi, r il calore specifico di vaporizzazione a 100° ($r = 536$), t la temperatura del vapore (100°), t_a' e t_a la temperatura dell'acqua fredda è riscaldata; ricordando la formola che

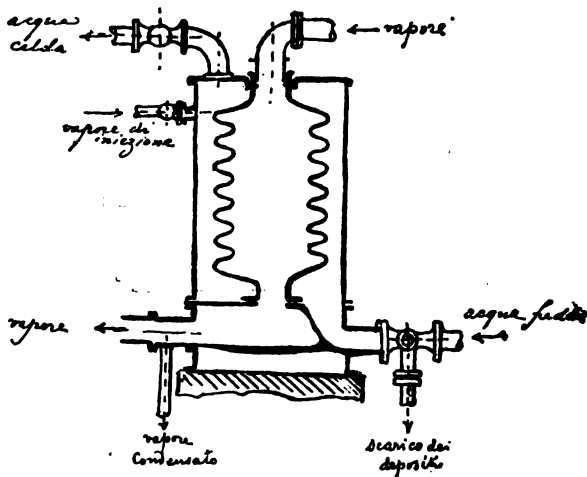



Fig. 445.

si deduce dalla ipotesi di Werner (nel caso presente $\mu = 14 \sim 20$), il calore Q ceduto dal vapore e guadagnato dall'acqua sarà, fatto

$$t - t_a' = \delta_1 \quad \text{e} \quad t - t_a = \delta_2$$

$$Q = \mu\,(S_1\,\delta_1\,\delta_2) = V(t_a' - t_a) = x\,V\,r. \tag{52}$$

D'onde

$$\mu\,S_1\,\delta_1\,\delta_2 = V(\delta_1 - \delta_2)$$

e

$$\delta_2 = \frac{V\,\delta_1}{\mu\,S_1\,\delta_1 + V}, \tag{53}$$

$$t_a' - t_a = \delta_1 - \delta_2 = \frac{\mu\,S_1\,\delta_1\,\delta_2}{\mu\,S_1\,\delta_1 + V}.$$

L'aumento di temperatura dell'acqua di alimentazione è $<$ di δ_1, cioè $t_a' < t$.

B) *I riscaldatori del secondo tipo* hanno pure due forme.

1.° O sono recipienti cilindrici inseriti nella muratura della caldaia, in corrispondenza agli ultimi condotti del fumo, e costituiscono parte integrale della caldaia stessa, come agli esempi indicati al § 3. Quando si adottano, si dà loro una superficie che è di $^1/_{10}$ ad $^1/_5$ della superficie della caldaia.

2.° O sono composti d'un fascio di tubi, inseriti nel condotto del fumo prima del camino, dentro cui circola l'acqua di alimentazione, come

avviene nelle caldaie a tubi d'acqua; ed hanno nome di *economizzatori*. Il loro effetto si desume dalla bontà ed ampiezza della superficie di riscaldo, la quale deve essere sgombra dai depositi del fumo all'esterno, ed all'interno dalle incrostazioni. La pulitura esterna è affidata a *raschiatoi* mobili lungo i tubi.

Dei vari tipi di economizzatori (Twibill, Green, ecc.), la fig. 446 rappresenta quest'ultimo, o meglio un *elemento*, con una serie successiva dei quali si compone l'intero economizzatore. S è il tubo che comunica colla pompa alimentatrice, D colla caldaia. I tubi verticali sono, nella parte superiore, provvisti di coperchio mobile per potere effettuare la raschia-

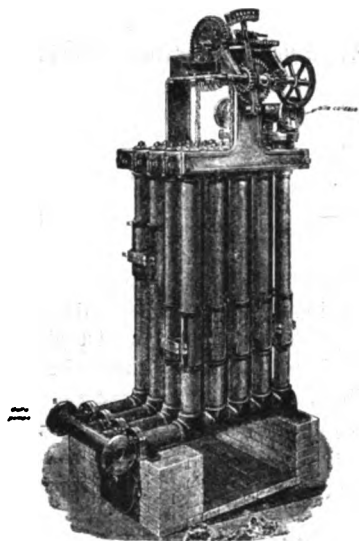
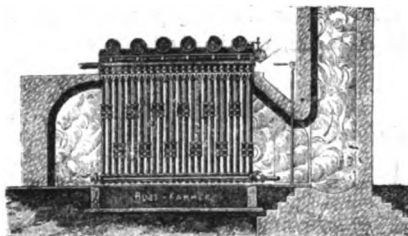



Fig. 446. Fig. 447.

tura interna. Il collegamento dei vari tubi è fatto senza viti di unione e guarnizioni. I raschiatoi K esterni sono costituiti da tre segmenti congruenti fissati con perni conici, che concedono grande libertà di movimento ai telai RR. Un meccanismo di trasmissione in alto, con catene e telaio sospesi, produce la salita e la discesa alternativa, movimento che può a volontà interrompersi. L'alimentazione può farsi anche senza economizzatore per ripulirlo. A questo scopo, la camera dell'economizzatore è d'ordinario disposta come a fig. 447, per cui può darsi al fumo un diretto passaggio al camino. Talvolta si fanno funzionare tali apparecchi con focolari speciali. Il loro impianto non conviene se la temperatura dei gas è discesa sotto 250°—200°. Il loro beneficio può salire al 15—20 %; l'acqua (che deve relativamente esser pura) può riscaldarsi in essi a temperatura di 110°.

È difficile stabilire in via precisa l'ampiezza della superficie di riscaldo S_1 degli economizzatori. Per alimentazione continua si può così determinare:

Sieno: Q la quantità di calore che essa sottrae all'ora, t_1 e t_2 le temperature estreme dei gas della combustione, G il loro peso per 1 kg. di combustibile, c il loro calore specifico (0.24), P il peso di combustibile bruciato all'ora, t_a, t_a' le temperature dell'acqua fredda e riscaldata, V il peso di acqua di alimentazione (o di vapore consumato): si può scrivere, essendo

$$\delta_1 = t_1 - t_a' \quad \text{e} \quad \delta_2 = t_2 - t_a$$

$$Q = \mu \; S_1 \, \delta_1 \, \delta_2 = \mu \, S_1 \, (t_1 - t_a')(t_2 - t_a'), \quad Q = V(t_a' - t_a). \tag{54}$$

Così pure

$$Q = P\,G\,c\,(t_1 - t_2); \tag{55}$$

si dovrà determinare t_2 perchè si abbia ancora una temperatura sufficiente alla base del camino, ed S_1; sarà

$$t_{a'} - t_a = \frac{P\,G\,c}{V}(t_1 - t_2) \tag{56}$$

quindi per $\mu = 0.06$

$$S_1 = \frac{P\,G\,c}{0.06}\;\frac{t_1 - t_2}{\delta_1 - \delta_2}. \tag{57}$$

C) Si è avuta anche l'idea di riscaldare l'acqua di alimentazione in parte col vapore vivo della caldaia: quest'idea è stata applicata da qualche anno da Kennedy, il quale non si era preoccupato se non di togliere dai generatori il pericolo delle alimentazioni fredde. Sembra però che dal sistema risulti una economia di combustibile, difficile a valutare per difetto di esperienze, e che si attribuisce in parte ad una migliore utilizzazione della superficie di riscaldo pel fatto della migliorata circolazione. Sono di questo tipo i riscaldatori Cobtes e Cohrame, che ci limitiamo a ricordare.

33. *Natura dell'acqua d'alimentazione.* — Le acque di alimentazione dànno luogo, nella caldaia, a depositi che prendono nome di incrostazioni; essi logorano le pareti ed interpongono fra acqua e gas uno strato cattivo conduttore, che dà minore evaporazione ed espone le lamiere ad arroventarsi, con pericolo di esplosione. Importa quindi assicurare un'acqua di alimentazione pura, o provvedere ai mezzi di depurarla od impedire che il deposito sia dannoso alla caldaia. Lo studio di questi ultimi non è problema legato all'indole di questo lavoro, e ne diamo perciò soltanto un cenno generico.

Le impurità delle acque alimentari, più dannose al lavoro della caldaia, sono le terre alcaline disciolte, che si presentano come bicarbonato di calce e di magnesia, e i solfati e cloruri di queste stesse sostanze. I carbonati calcari sono meno pericolosi poichè, all'entrare nella caldaia, si decompongono con facilità e prontezza, e, nel caso più frequente, si depositano come prodotto non compatto ma sciolto; il solfato di calce invece cristallizza in acqua e si deposita in tal forma nell'incrostazione, tendendo a formare un inviluppo duro intorno alla massa quasi fangosa. In ogni caso il deposito più duro, che è di solfato, tende ad aderire alle pareti ed è meno facile lo staccarnelo.

I mezzi impiegati per evitare le incrostazioni sono:

1.° Provocare la circolazione d'acqua, od alimentare in punti tali che il deposito si raccolga nella caldaia ove non sia dannoso e possa facilmente levarsi. In alcuni apparecchi anzi la circolazione si fa avvenire fuori della caldaia ed il deposito si raccoglie in recipiente separato. Ne è esempio la disposizione *Siegert* (fig. 448). Il vaso *G* è collocato sopra la caldaia, e comunica con essa mediante i tubi *a* e *b*, per cui si provoca una circolazione nel senso delle freccie; l'acqua traversa i crivelli *G* nei quali deposita le sostanze in sospensione, deposito che si facilita con agente chimico. Allo stesso tipo appartengono i depuratori *Dervaux, Belleville* e molti altri.

2.° Aggiungere nelle caldaie sostanze (come vernici, grafite e grasso, ecc.), che agendo meccanicamente impediscano il deposito.

3.° Aggiungere all'acqua nella caldaia sostanze (conosciute col nome di disincrostanti) aventi lo scopo di impedire la formazione di de-

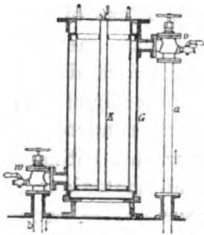
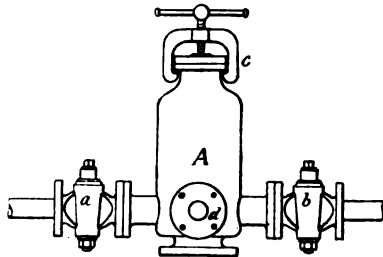



Fig. 448. Fig. 449.

positi solidi. L'uso loro è allo stato presente poco consigliabile. Esse rappresentano nella generalità, salvo rade eccezioni, come l'esperienza ha provato, un ripiego inutile e talvolta pericoloso. Il loro prezzo poi, di fronte alla materia di cui ordinariamente compongonsi, è al solito esorbitante.

Si usano come sostanze disincrostanti le fecole, le patate, la vegetalina, il tannino; ma il loro impiego non può farsi con criteri di guida scientifici.

La sostanza disincrostante che oggi si ritiene la meglio atta ad impedire che i residui solidi si depositino in forma di incrostazioni è il carbonato di sodio, conosciuto in commercio col nome di soda Solway. La soda reagisce sui carbonati, solfati e cloruri di calce e magnesia; essa da luogo a bicarbonato di sodio, solfato di sodio, o cloruro di sodio; il bicarbonato di sodio si scompone in caldaia e rigenera il carbonato di sodio; ma ciò non avviene per la soda impiegata a precipitare cloruri e solfati. Si dovrà perciò introdurre in caldaia la soda occorrente a precitare i sali di calcio e magnesio determinati per analisi, e contenuti nel volume d'acqua a livello normale, ogni volta che si riempie la caldaia dopo averla vuotata; quindi si introdurrà ogni giorno tanto di soda che possa precipitare i solfati e cloruri introdotti coll'acqua di alimentazione. A tale scopo si può far uso della disposizione della fig. 449. Nella condotta pre-

mente della pompa alimentare, e cioè fra pompa e caldaia, si intercala fra due robinetti *ab* la bottiglia *A* che ha una bocca chiusa con tappo autoclave *c*, ed in basso un foro *d* di spurgo, provvisto di robinetto; sospesa l'alimentazione, si chiudono i robinetti *a b*, si spurga l'apparato fra *d*; poi, per l'apertura *c*, si introduce nella bottiglia *A* la soluzione di soda occorrente; rinchiusa la bocca *c* si riaprono i robinetti *a b* e si riprende l'alimentazione.

4.° Depurare chimicamente le acque prima della loro introduzione in caldaia; è il metodo piu razionale; esso richiede la preventiva analisi delle acque da cui deducesi la convenienza ed il modo di depurazione. In genere il processo risiede nell' eliminare dalle acque il solfato di calce ed il bicarbonato di calce, col mezzo di reagenti chimici quali il cloruro di bario, il carbonato di soda, l'ossido idrato di magnesia, l'idrato di calce la soda caustica. L'uso di questi reagenti è fatto in vasi metallici chiusi detta di *chiarificazione*, d'onde le acque depurate si raccolgono nel bacino di *aspirazione*. Si sono studiati mezzi allo scopo di rendere comodo e automatico il funzionare degli apparecchi di depurazione. Citiamo l'esempio della disposizione *Dehne* (fig. 450). L'acqua di alimentazione proviene da *a*, passa nel riscaldatore *A*, e da questo nel vaso *B* di depurazione, nel quale l'agente chimico, contenuto in *F*, è spinto mediante il tubo *b* e la piccola pompa *d*; l'acqua depurata viene aspirata dalla pompa d'alimentazione *D* passando pel filtro a pressione *C*.

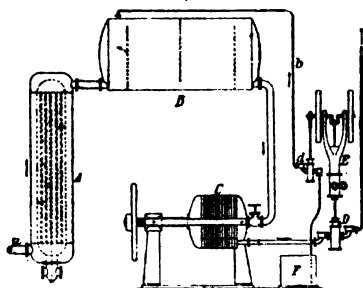



Fig. 450.

Tra gli apparati per la depurazione preventiva delle acque di alimentazione con reattivi sono a citarsi il Durand (Oppermann 1894) ed il Moride.

34. Scarico dell'acqua dalla caldaia. — Lo scarico dell'acqua, parziale o completo, si effettua con tubo e robinetto applicati al punto più basso della caldaia.

È preferibile che il robinetto sia unito direttamente al generatore; in ogni caso, se vi è tubo di scarico, questo dovrà essere isolato dai condotti di riscaldamento, perchè non possa bruciare il deposito che vi si raccoglie, che ne impedirebbe allora la manovra; dovrà essere anche il tubo indipendente dalla muratura perchè non possa andare soggetto a rottura; meglio che in ghisa, si farà in rame o ferro. Sarà buona cura scaricarvi giornalmente un po' d'acqua; meglio ancora si terrebbe sgombro facendo sì che l'alimentazione avvenga per esso. La forma più comune del robinetto di scarico si ha colla fig. 451. La sua ampiezza è circa eguale a quella della valvola alimentatrice. La manovra va fatta con ogni cura, specie se temesi che, essendo il tubo od il robinetto ingombri, ad un tratto si liberi il passaggio e l'acqua con violenza effluisca. Una disposizione di sicurezza per lo scarico, con manovra dall'alto, è stata suggerita da *Weinlig* colla disposizione della fig. 452, che può applicarsi, salvo

piççole variazioni di forma, a diversi tipi di caldaia. Un getto di vapore entrando nell'asta cava che manovra il robinetto (sollevando la valvola

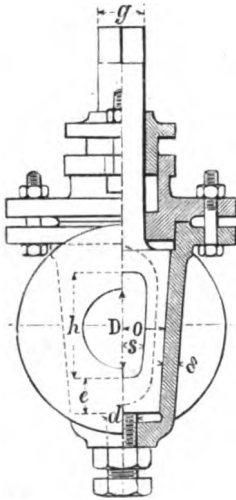



Fig. 451. Fig. 452.

interna col volantino più piccolo) concorre a tenere ripulito il foro di scarico.

35. *Presa e condotta del vapore.* — La presa si ottiene con *valvole a volantino* applicate al raccoglitore o duomo di vapore. Il loro diametro si può fare alquanto maggiore di quello dei tubi e in ogni caso maggiore del $15 \sim 20$ % di quello delle valvole di sicurezza. Se due o più caldaie sono accoppiate, devesi nella presa comune disporre le cose per modo che (se una si trovi in riparazione) non possa essere aperta fra di loro la comunicazione; ordinariamente il vapore di quella in funzione si fa agire sulla valvola di presa di quella che non lavora in modo da concorrere a tenerla chiusa. Così, per impedire che di due caldaie accoppiate una possa scaricarsi nell'altra, che trovisi a minor pressione si usano valvole di presa speciali così disposte che, quando l'equilibrio è avvenuto, la comunicazione si apra automaticamente.

Se temesi che possa avvenire la rottura di un tubo di vapore o di un generatore collegato in gruppo con altri, importa interporre delle valvole a chiusura automatica che, al verificarsi della rottura in un punto della condotta, impediscano lo scarico di vapore nelle altre parti dell'impianto. Risponde a tale scopo la valvola Lethuillier fig. 453[1]. *A* corpo della valvola, *C* valvola mobile verticalmente sul fusto di bronzo *G* e che nel chiudersi si adatta alla sede *O*; il vapore si muove nel senso della freccia, e la valvola *C* si trova fuori della corrente di vapore. Per pressioni diminuite, provocate da causa qualsiasi, si produce un'azione aspirante tale che la valvola si chiude, e le altre valvole della condotta a vite possono poi essere manovrate senza pericolo.

Un'altra disposizione dello stesso costruttore (fig. 453²) provvede la valvola di un secondo disco per modo che l'apparato possa esercitare la sua funzione nelle due direzioni; un indice esterno su quadrante mostra la posizione e il moto della valvola doppia.

Talvolta lo scopo della valvola non è di chiudere per intero la condotta, ma, nel caso di rottura, di produrre una chiusura tale che scemi lo scarico di vapore in modo da potersi poi manovrare le altre valvole senza pericolo. Allo scopo il disco C (fig. 453¹) è provvisto di un piccolo foro trasversale, e per esso, il vapore, dopo che il disco è stato trascinato alla sede, può passare alla parte superiore della camera A della valvola,

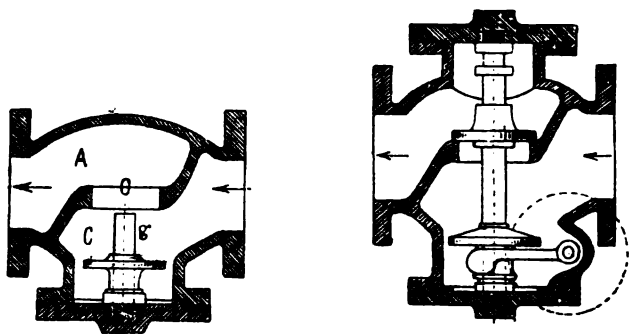



Fig. 453¹·².

equilibrando in breve la pressione sopra e sotto C in modo, che chiusa la valvola prossima a volantino, il disco ricada al proprio posto.

Il vapore preso da una caldaia è più o meno *umido* secondo l'attività della vaporizzazione, o la posizione rispetto al liquido del punto di presa, o la presenza di separatori di umidità. La presa si effettua sul *duomo o cupola di vapore* (dimensioni ordinarie: diametro 0.50 ~ 0.90, altezza 0.70 ~ 1.10); talvolta, per evitare l'indebolimento alla caldaia per l'applicazione del duomo, si sovrappone alla stessa un cilindro raccoglitore di vapore, nel quale si provvede per separare il vapore dall'umidità

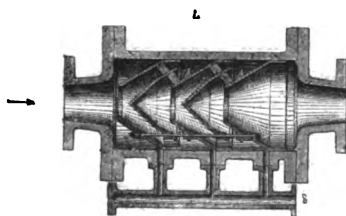



Fig. 454.

trascinata; da questo l'acqua condensata riconducesi alla parte inferiore della caldaia. Il vapore che si conduce alla motrice ottiensi secco con una serie di apparecchi di cui qui si citano i principali. In alcuni casi sulla caldaia trovasi un cilindro (cui mette capo dal duomo il tubo di presa) nel quale il vapore sbocca tangenziale obbligato da un diafragma interno ad assumere moto circolare; in questo moto centrifugo buona parte dell'acqua trascinata si deposita. Nell'apparato *Ehlers*, fig. 454, inserito nel principio d'un tubo di condotta, la separazione dell'umidità avviene per l'urto del vapore contro le superfici coniche della camera L. L'acqua raccolta si scarica pel tubo δ.

In molti casi si ricorre a sistemi separatori di umidità, all'interno stesso della capacità di vapore. Ad esempio, nella caldaia Parkes, la presa interna non è fatta liberamente mediante valvola che comunica senz'altro all'interno della caldaia, ma è accompagnata da un tubo che si svolge rettilineo nello interno del generatore, inviluppato da altro tubo di diametro maggiore chiuso all'estremità, per modo che il vapore, prima di venire alla valvola, deve passare nell'inviluppo. Nell'inviluppo sono disposti dei diaframmi elicoidali, ed il moto vorticoso assunto dal vapore ne distacca le particelle liquide, che si scaricano pei fori sulla generatrice inferiore del tubo.

Sistemi analoghi a questo sono quelli rappresentati nelle fig. 455[1, 2].

Lungo le condotte di vapore, per ottenere il deposito dell'acqua trascinata, o generata per raffreddamento, si usano gli *scaricatori del vapore condensato.*

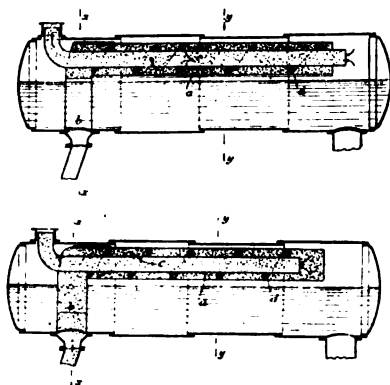
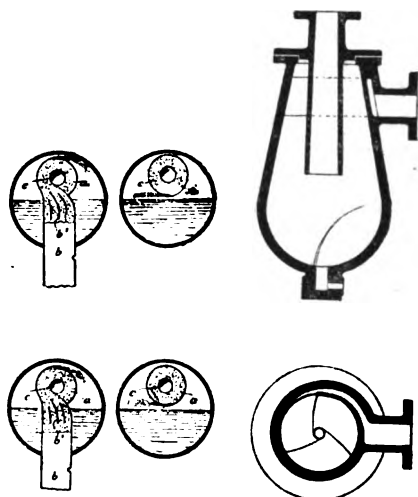



Fig 455[1, 2]. Fig. 456.

Uno scaricatore può essere costituito d'un semplice robinetto manovrabile a mano collocato nel più basso punto della tuberia; ma negli scaricatori ordinari è favorita la separazione dell'umidità, e talvolta lo scarico dell'acqua di condensazione si effettua automaticamente. Il primo scopo è ottenuto con diaframmi contro cui urta e si devia la corrente di vapore o con diaframmi traforati, o con deviatori a spirale o a forza centrifuga. Efficaci sono i separatori detti centrifughi di cui dà esempio la fig. 456. Lo scarico di acqua è fatto dal fondo.

Il secondo scopo ottiensi con galleggianti tali che, ove l'acqua ha raggiunto un dato livello, aprono il robinetto di scarico. La fig. 457 dà esempio di tali apparati, del resto assai numerosi per varietà di forma. L'ampiezza loro varia da 0.25—0.50 di diametro o 0.4—1^{m} di altezza, secondo la portata di vapore.

Ricordiamo infine lo scaricatore automatico *Grouvelle* (fig. 458), che si applica alle condotte, ai separatori di acqua, agli inviluppi delle macchine

a vapore, per ottenere lo scarico automatico e continuo dell'acqua condensata. L'apparato è costituito da un tubo *T* ad ondulazioni cui è unita una valvola che regola l'apertura del condotto *C* comunicante colla tuberia o capacità da scaricare. A freddo la valvola lascia aperto il tubo *C*; alla messa in azione l'acqua condensata esce per *C*; allora il tubo *T* riscaldato si allunga, la valvola si avvicina alla sede e lascia solo l'apertura per cui l'acqua scola costantemente, scaricandosi per *D*. La vite *E* serve a registrare l'apparato alle varie pressioni di lavoro.

Malgrado l'uso di tali organi, il vapore (non surriscaldato) è sempre umido. Importa stabilire, specie in riguardo alle esperienze sulle motrici, quale sia per una data caldaia ***il grado di umidità del vapore prodotto***. Notisi però che in genere, il vapore ammesso in una macchina è d'ordinario meno umido di quello fornito dalla caldaia.

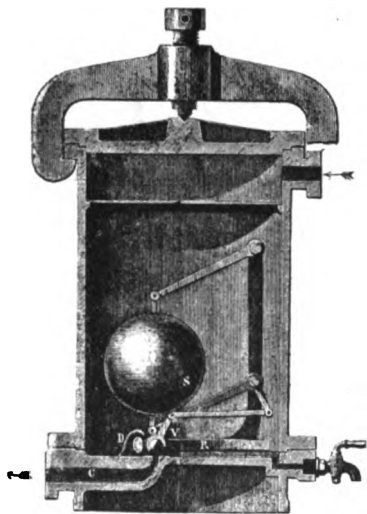



Fig. 457.

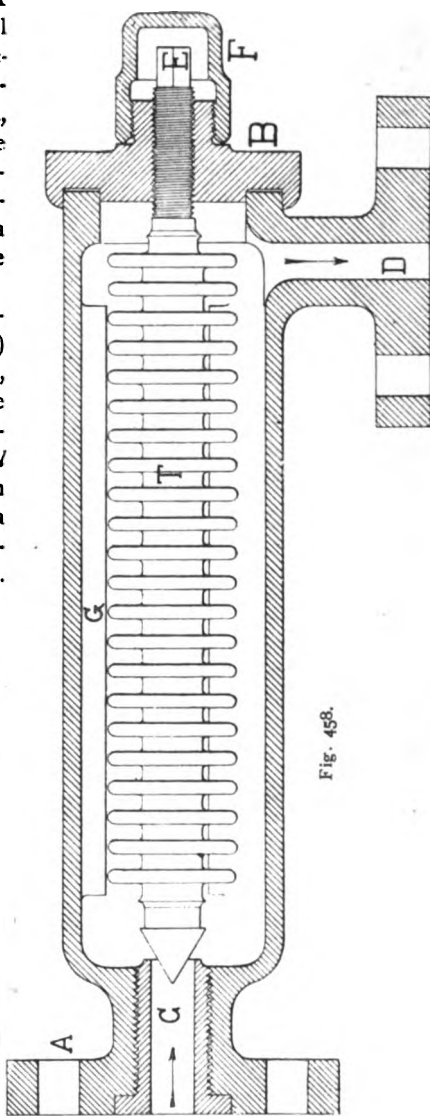



Fig. 458.

Una delle prove sperimentali più importanti, per il funzionamento delle caldaie e dei motori a vapore, è la determinazione del ***titolo del vapore***, e cioè della quantità di acqua in sospensione contenuta nel vapore. Molti processi sono stati suggeriti, ma fino ad oggi si può dire che

il problema della determinazione del titolo di vapore non è risoluto in modo assolutamente esatto.

L'acqua contenuta nel vapore può derivare da un trascinamento che il vapore effettua uscendo dalla caldaia, ovvero da una perdita di calore che il vapore stesso subisce nel percorso delle condutture. Questi due modi di manifestarsi dell'acqua nella massa di vapore devono essere presi in considerazione quando si procede ad esperienze per determinare il titolo.

Crediamo opportuno esaminare in dettaglio i diversi processi impiegati alla determinazione del titolo. Vogliasi determinare il titolo x del vapore uscente da una caldaia; si applica alla condotta una deviazione con tubo di gomma munito di robinetto; si lascia uscire una certa quantità di vapore, poi si immerge il tubo in un recipiente collocato su bilancia, o graduato, e contenente un peso d'acqua P. Chiudesi il robinetto prima che l'acqua abbia raggiunta una temperatura t_f di 100°; se P_1 è l'aumento di peso subito dal vaso, a il peso di vapore secco e b quello dell'acqua contenutavi, t_1 la temperatura iniziale dell'acqua, t_f quale finale, t_v quella del vapore (dalle tavole), $\lambda = 606{,}5 + 0.305\, t_v$, sarà

$$P_1 = a + b \qquad \lambda a + t_v b = P(t_f - t_1) + P_1 t_f \tag{58}$$

sostituendo ad a il valore di $P_1 - b$ si avrà b. Quindi la quantità per 100 di acqua trascinata sarà b/P, e il titolo x del vapore $x = 1 - b/P_1$.

Gli altri processi usati si possono dividere in fisici e chimici. Al primo genere di apparati appartengono quelli fondati sulla *pesatura*.

Diversi apparati su tal principio furono ideati da Guzzi, Knight e Cario. Il procedimento riposa sulla soluzione della equazione

$$v = 0.001 + x u;$$

il valore di v volume specifico di un dato vapore ottiensi pesando un dato volume V di vapore raccolto in recipiente di capacità nota; se P ne è il peso, sarà $v = V/P$; il valore di u è dato dalle tabelle di Zeuner, onde

$$x = \frac{\frac{V}{P} - 0{,}001}{u}. \tag{59}$$

Nella applicazione pratica però il processo non offre grande semplicità ed esattezza, in quanto, ad ottenere il valor medio del titolo, si deve procedere ad un gran numero di pesature; d'altra parte il processo non è esente da dubbi. Vennero anche proposti dei processi chimici; quelli di Escher e Brauer riposano sulla analisi dell'acqua raccolta condensando per intero una data quantità di vapore, e determinando la quantità di un sale contenuto nell'acqua raccolta nella caldaia, e ritenendo che il vapore non ne trascini con sè particella alcuna, e l'acqua trascinata dal vapore ne contenga invece nella stessa proporzione che l'acqua in caldaia.

Un altro processo, che riposa del pari su un concetto molto semplice, è quello di eliminare l'acqua mediante un separatore d'acqua. La incompleta azione degli apparati ordinari che servono nelle condotte a separare l'acqua dal vapore, la cui capacità è piccola rispetto alla quantità di vapore che vi passa attraverso, è in parte eliminata facendo pas-

sare per essi solo una frazione del vapore d'una condotta. Ed è in tal modo che l'eliminazione d'acqua può ottenersi in maniera quasi completa. G. A. Barrus utilizza un piccolo separatore in unione ad un calorimetro, e introduce nel calorimento del vapore quasi interamente secco. Su tale disposizione ritorneremo più tardi.

Il separatore di Carpenter è rappresentato nella fig. 459. L'apparato, che, sui dati di Carpenter, può servire per un tenore d'acqua da 0.25 al 60 $^0/_0$, è molto semplice. Esso consta di due vasi cilindrici *A*, uno infilato dentro l'altro. Il vapore è preso dal condotto *S*, e si introduce prima nella camera interna, quindi nello spazio esterno che fa ufficio di una specie di camicia di vapore; di qui, con un tubo pieghevole, passa in un

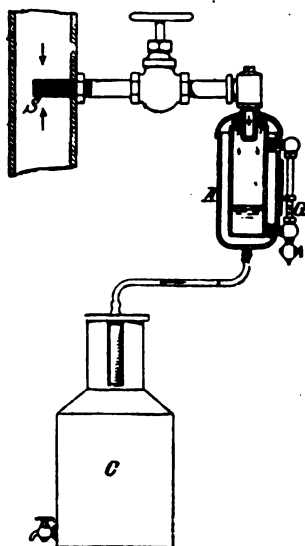
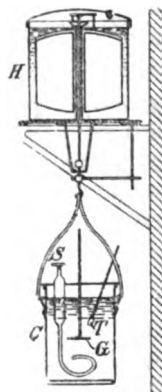



Fig. 459. Fig. 460.

condensatore *C*. Il peso dell'acqua separata può essere letto direttamente su un indicatore a tubo di vetro *G*; per tale scopo anche il condensatore porta una divisione. Se ora, dopo che l'apparato è stato lasciato in azione per qualche tempo, la lettura del peso nel separatore dà il valore w_1, e nel condensatore w_2, si ottiene il peso specifico del vapore colla

$$\frac{w_2}{w_1 + w_2} \qquad (60)$$

Oltre ai suddetti si hanno processi meccanici e termici ad un tempo; si sottrae del calore al vapore e si ottiene mediante misure termiche, e colle tabelle di Regnault relative al vapor saturo, la quantità dell'acqua contenuta nel vapore.

Il modo più semplice all'uopo è quello di procedere alla condensa zione del vapore. È stato tale processo adottato inizialmente da Hirn e la disposizione da questi adoperata (fig. 460) sembra una delle più pra-

tiche Essa consta di un condensatore C che è sospeso ad una bilancia a galleggiante H. La conduttura sottrae una determinata quantità di vapore che, mediante il tubo S, viene portata nel condensatore. T è un termometro.

Sia x il peso specifico del vapore, w l'aumento di peso durante l'esperienza, misurato in chg.; si avranno nel condensatore $x\,w$ chg. di vapore e $(1-x)\,w$ chg. di acqua. Se poi W è il peso dell'acqua nel condensatore, c il calore specifico dell'acqua, t_d la temperatura del vapore, t_a e t_e le temperature iniziali e finali dell'acqua di condensazione, J le calorie del vapore, sarà

$$x\,w\,(J - c\,t_e) + (1-x)\,w\,c\,(t_d - t_e) = W\,c\,(t_e - t_a)$$

e poichè $c = 1$

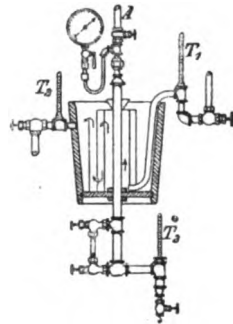
$$x = \frac{W\,(t_e - t_a) - w\,(t_d - t_e)}{w\,(J - t_d)}\,. \qquad (61)$$

Il processo richiede misure della temperatura assai accurate, e pesatura del pari precisa; richiede inoltre alcune correzioni per le perdite di calore che si verificano attraverso le pareti del condensatore. Affine di equilibrare, entro i limiti del possibile, queste perdite, è desiderabile che la temperatura iniziale t_a giaccia di qualche cosa al di sotto della temperatura dell'aria esterna, e che la temperatura finale t_e sia al disopra d'altrettanto. Il processo richiede di essere ripetuto spesso per dedurne dei valori medi.

Fig. 461.

Questo difetto potrebbe eliminarsi se, invece della condensazione di singole ed isolate masse di prova, si potesse procedere ad una condensazione continua. Gli altri inconvenienti sono simili a quelli degli altri processi, come le misure e le calcolazioni necessarie. Nel processo è di pari valore che si utilizzi un condensatore a superficie o ad iniezione. Linde lascia entrare il vapore da una spirale di rame, dall'alto verso il basso, mentre l'acqua condensante scorre in direzione contraria; ed una costruzione simile è rappresentata nella fig. 461. Il vapore scorre attraverso il tubo A, che è chiuso sulla condotta di vapore; il movimento dell'acqua è invece indicato dalle freccie. Nello spazio intermedio, di regolare capacità, si raccoglie l'acqua condensata; le temperature si misurano con termometri T_1 T_2 T_3. Tuttavia i risultati pratici non sono interamente soddisfacenti, e Linde, in prove fatte su un impianto di caldaie ad Augusta, ebbe dall'apparato indicazione di vapore quasi secco, mentre l'acqua di condensazione nella macchina saliva al 7 e all'8 %.

Nelle valutazioni calorimetriche del tenore d'acqua si può anche apportare del calore al vapore, e determinare quindi quella quantità di calore che è necessario per passare dallo stato di vapore umido a quello di vapore surriscaldato.

Leloûtre ha adoperato dapprima questo processo, surriscaldando una determinata quantità di vapore. Poi W. Cummins raccolse del vapore

in un vaso chiuso e lo surriscaldò mediante camicia di vapore, sottoponendo a prova insieme la variazione di temperatura e di pressione. Fino a che il vapore resta umido, la pressione sale colla temperatura secondo la legge del vapore saturo. La legge varia interamente, non appena tutto il liquido ha potuto vaporizzare. In questo momento si deve misurare la temperatura t_2, dopochè è stata misurata la temperatura iniziale t_1. Se ora v_1 e v_2 sono i volumi specifici corrispondenti alle temperature t_1, t_2, il peso specifico del vapore sarà:

$$x = \frac{v_2}{v_1}. \tag{62}$$

Cummins ha costrutto degli apparati che permettono con questo calcolo la determinazione del peso specifico del vapore. Veniva essiccata una data quantità di vapore, che si lasciava espandere entro un cilindro, il cui volume poteva essere aumentato col movimento di uno stantuffo. Con un inviluppo di vapore si manteneva la temperatura costante; i volumi erano misurati direttamente, e cioè all'inizio, e nel momento in cui la pressione cominciava a salire. Queste disposizioni, a parte l'inconveniente di dover procedere su piccole quantità di vapore, offrivano la difficoltà di mantenere nella prova lo stato isotermico.

Il surriscaldamento può essere applicato, anzichè a prove isolate di vapore, a prove continue. Barrus ha ideato una disposizione nella quale il vapore da esperire passa attraverso un vaso, mantenuto caldo con camicia di vapore surriscaldato. Per evitare la necessità delle pesature egli cercò di lasciar passare attraverso le due camere, eguali quantità di vapore. Tuttavia, malgrado ciò, il processo presenta difficoltà di esattezza.

Il processo più semplice e più antico di essicare il vapore, è quello di strozzarlo. Il principio è stato adoperato in un apparato di Peabody. La parte a destra della fig. 462 rappresenta la disposizione semplice di Barrus, nella quale questo principio ha avuto applicaziane.

Il vapore esce dalla camera A con una apertura di mm. 1.5 verso B, dove la pressione è di poco più alta della pressione atmosferica; T_1 e T_2 sono termometri, protetti contro l'irradiazione con tessuto di asbesto. Si lascia passare il vapore nell'apparato fino a che si verifichi una data condizione di fatto, e dopo la strozzatura si misurano le temperature t_1, e t_2.

Se ora t_3 è la temperatura corrispondente alla pressione in B per il vapore saturo, la quantità di calore in A per l'unità di peso è

$$(1 - x)\, t_1 + x\, J_1$$

posto eguale ad 1 il calore specifico dell'acqua; ed in B

$$J_3 + (t_2 - t_3)\, c_p$$

dove c_p è il calore specifico del vapore saturo, J_1 e J_3 indicano le calorie del vapore che corrispondono alle relative temperature. Eguagliando le due relazioni si ricava

$$x = \frac{J_3 + (t_2 - t_3)\, c_p - t_1}{J_1 - t_1}. \tag{63}$$

Per esatte misure deve cercarsi che la camera *B* sia abbastanza grande onde evitare moti vorticosi, e devesi con conveniente protezione evitare le perdite di calore. L'impiego della disposizione ha un limite, appena il vapore è così umido, che lo strozzamento non arrivi sino alla pressione atmosferica, per ottenere la evaporazione di tutta l'acqua.

Per togliere questa limitazione Barrus ha aggiunto alla disposizione (fig. 462) un separatore *C*, e in tal modo sono raccolti insieme i due processi che fin qui si sono ritenuti come i soli pratici ed usabili.

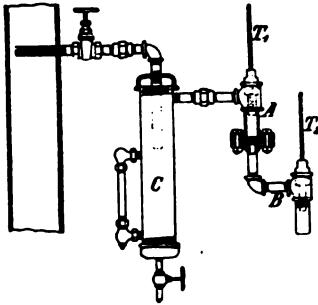



Fig. 462.

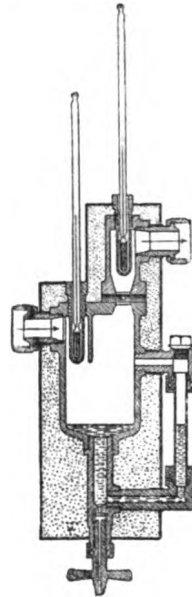



Fig. 463.

L'acqua, che non resta nel separatore, viene misurata nel calorimetro a strozzamento di vapore.

La fig. 463 mostra una variazione fatta nell'apparato Barrus. Esso è reso con questa maneggevole, ma ha il difetto di non potersi usare uno indipendentemente dall'altro, il separatore ed il calorimetro.

36. Surriscaldamento del vapore. — Si hanno tre tipi di surriscaldatori: 1.° i surriscaldatori con focolare speciale; 2.° quelli che utilizzano il calore del primo condotto del fumo; 3.° quelli che utilizzano il calore dell'ultimo condotto comunicante col camino. L'uso del primo tipo a focolare diretto permette di scegliere, per la posizione dell'apparato, il punto più conveniente (p. e. in vicinanza alla motrice) e la possibilità di regolare il grado di surriscaldo; esiste perciò, per l'operazione, un consumo apposito di calore; il terzo sistema non richiede, per lo stesso, consumo speciale di combustibile, ma impedisce di adoperare il calore ad ad altro scopo, come ad esempio pel riscaldo preventivo dell'acqua. Il secondo sistema stabilisce un legame diretto fra il calore impiegato alla vaporizzazione e quello impiegato al surriscaldamento, legame che si può ritenere razionale in quanto si proporziona la produzione di vapore coll'attività dell'apparato riscaldatore; ma la posizione speciale in cui questo è collocato ne rende difficile la visita e le riparazioni.

Quanto al calcolo dell'economia nell'applicare un surriscaldatore, ed al rapporto di questa colla spesa di impianto, dicansi:

A il costo dell'impianto di surriscaldamento; α la frazione percentuale di questo per manutenzione, ammortamento e riparazioni, k il consumo annuo di combustibile, se si fa uso di vapor saturo, p il costo del combustibile per unità di peso, x il risparmio di combustibile in peso ottenuto col surriscaldamento.

Sarà $k x p = E$ il risparmio annuo di combustibile. E perchè la convenienza si abbia, dovrà essere $A \alpha < x k p$; così dovrà essere:

$$x > \frac{A \alpha}{k p} \tag{64}$$

che darà il risparmio necessario perchè l'impianto sia utile ed attivo. Si ricaverà anche:

$$A < \frac{x k p}{\alpha} \tag{65}$$

che darà, per un dato risparmio, il costo ammissibile dell'impianto.

Tal calcolo si presenta però oggi ancora, per difetto di dati sperimentali, molto incerto, specie riguardo ai valori di x e di α.

Al primo tipo di surriscaldatori appartiene il surriscaldatore Arquemburg (fig. 464[1, 2, 3]) che è costituito da un certo numero di serpentini di

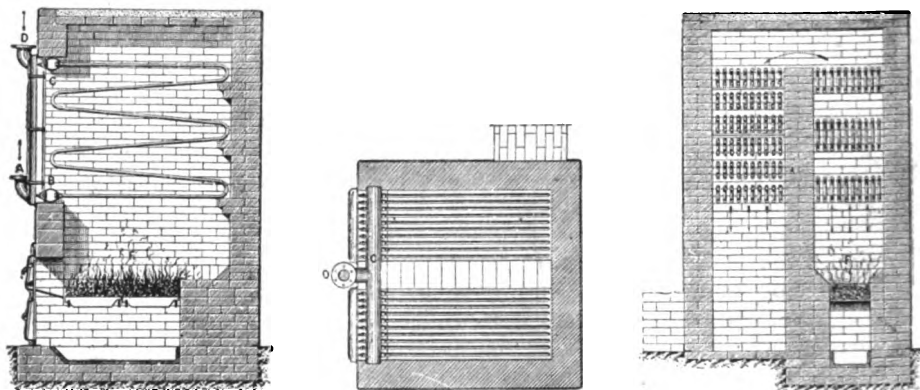



Fig. 464[1, 2, 3].

ferro, disposti verticalmente e paralleli fra loro, le cui estremità superiori ed inferiori sboccano entro collettori trasversali. I tubi del serpentino hanno forte spessore (mm. 4) e piccolo diametro (mm. 19), e possono perciò, anche riscaldati, resistere ad alte pressioni. Il vapore saturo della caldaia viene per A, entra nel collettore B, si distribuisce in tutti i serpentini, si raccoglie nel collettore superiore C e pel tubo D passa alla motrice. Nel percorso dei serpentini il vapore si surriscalda.

La sezione totale offerta dai serpentini è minore della sezione del condotto d'arrivo, sicchè il vapore circola con grande rapidità. Il fascio tubolare è diviso in due gruppi con pareti di muro, con superficie di riscaldo diversa; questa è piccola pel gruppo posto sopra il focolare, essendone le spire molto allargate; e le superfici sono così calcolate che il

vapore arrivi al collettore superiore dei due sistemi ad eguale temperatura. Il ricambio del serpentino logorato può essere fatto prontamente.

Al secondo tipo appartengono tra gli altri:

1.° il *surriscaldatore Schwörer* (fig. $465^{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4}$). È rappresentato in *A A* applicato ad una caldaia a focolare esterno, ed è costituito da una

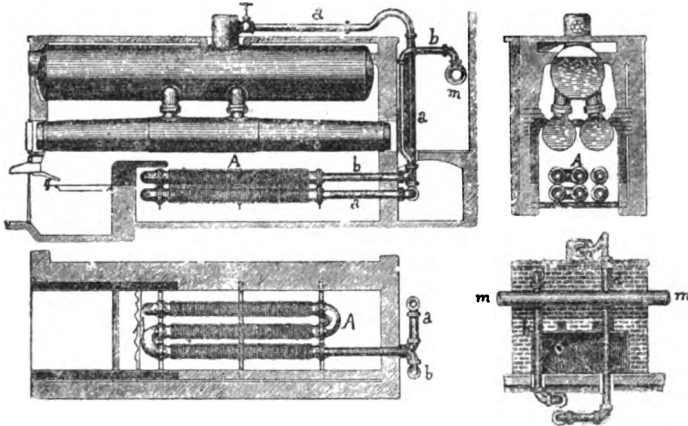



Fig. $465^{1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4}$.

serie di tubi in ghisa, a nervature, formanti serpentino. Il vapore saturo è preso dal duomo *a*, si svolge nel serpentino *A*, e passa al tubo della motrice *m* pel condotto *b b*. Un sistema simile può essere applicato ad altro tipo di generatori; p. e. ad una caldaia Cornovaglia nello interno del tubo a fiamma.

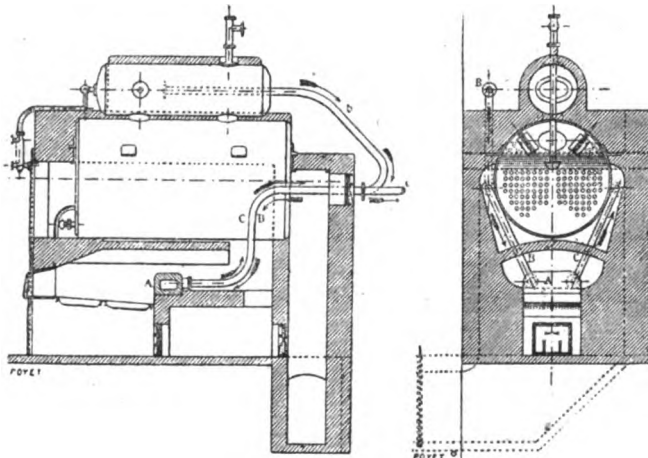



Fig. 666.

2.° Il surriscaldatore *Dusert-Epêche* è di quelli che utilizzano, al surriscaldo, il calore svolto nel primo condotto del fumo. La fig. 466 lo

rappresenta applicato ad una caldaia tubolare a focolare esterno. Il surriscaldatore *A* è formato di robusto e corto tubo di ghisa che costituisce l'altare, esso riceve da un tubo il vapor saturo pel tubo *B*, e si diparte di esso il tubo *C* che porta il vapore surriscaldato alla motrice.

All' ultimo tipo appartiene il surriscaldatore Ulher. Questo apparato è di quelli che sono montati nell'ultimo condotto del fumo prima del camino; esso è costituito (fig. 467) da una serie di casse in ghisa *M* di dimensione relativamente piccola, divise con tramezzo in due parti *A B*. In queste casse sono avvitati dei tubi concentrici, l'interno *n* aperto alle due estremità, l'esterno *m* chiuso all'estremo libero. Il vapore che proviene dalla caldaia entra in *A*, passa pel tubo interno *n*, ritorna per l'esterno *m* e va alla motrice per *Bb*. Secondo l'ampiezza della superficie di riscaldo

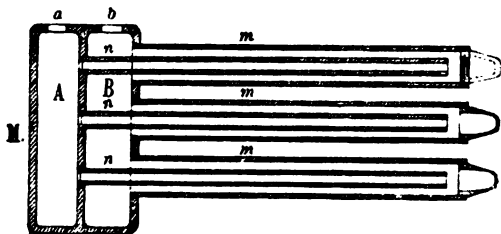
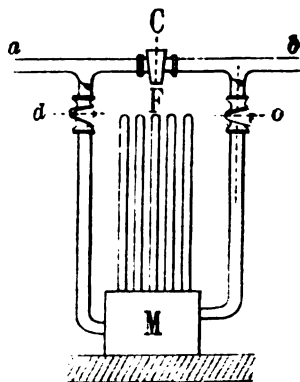



Fig. 467.

Fig. 468.

necessaria, si dispone un numero più o meno grande di questi elementi. Il vapore passa da un elemento all'altro successivamente in modo che i tubi per cui passa abbiano una sezione minore della condotta, il che rende efficace la superficie del surriscaldatore.

La disposizione è la seguente (fig. 468). Il surriscaldatore *M F* è collocato nell'ultimo condotto del fumo prossimo al camino. Il vapore della caldaia entra per *a* ed esce per *b*, recandosi poi alla motrice a vapore. Coi robinetti *d o C* si può far funzionare il motore indipendentemente dal surriscaldatore.

Un altro esempio è stato da noi indicato nella caldaia Coignet (fig. 420).

Molteplici sono oggi i tipi di surriscaldatori, come il Mac-Thain, il Sinclair, ecc.; talchè è a ritenere, di fronte al vantaggio positivo del surriscaldamento, quale verrà posto in luce al capitolo seguente, che possa rispondere bene allo scopo un sistema qualsiasi di fascio tubolare che utilizzi il calore dei gas altrimenti perduto.

Condotta del vapore surriscaldato. La maggior temperatura che il vapore surriscaldato possiede rispetto al vapor saturo e la facilità con cui perde il calore acquisito, richiedono cure speciali nelle condotte — che

perciò esigono: apparati compensatori della dilatazione — giunzioni fatte con molta diligenza — copertura esterna dei tubi con materia di cattiva conduttività — applicazione ad intervalli di separatori d'acqua non potendosi lasciar accumulare il deposito di acqua che si forma certamente nel contatto di vapore colle pareti relativamente fredde dei condotti.

37. Tubi di condotta del vapore. — Una tuberia *di vapore* si calcola per velocità media del vapore di 30—40^m al 1″ e per grosse portate fino a 50^m. La sezione pei tubi si fa del resto alquanto più ampia delle luci di introduzione nel cilindro motore. I limiti di velocità fissati valgono solo per condotte brevi. Se la loro lunghezza supera i valori ordinarii di distanza fra motrici e caldaie necessita discendere sotto i 20^m.

La determinazione del diametro dei tubi non è ancora confortata da sufficienti esperienze; lo studio relativo dovrebbe tener conto della perdita di pressione e della perdita di vapore; di cui la prima è favorita dalla velocità, e la seconda segue legge inversa. Ordinariamente, per l'applicazione alle macchine a vapore, è data solo la differenza di pressione disponibile agli estremi della condotta, colla quale si fissano la velocità ed il diametro, riservandosi di provvedere, con opportuno rivestimento isolatore, sul tubo alle perdite di vapore.

In una tuberia qualunque, se P è la pressione in caldaia, p nel cilindro (kg. per mq.) la velocità v del vapore è approssimativamente data da

$$v = \sqrt{2g\left(\frac{P-p}{\gamma}\right)}$$

essendo γ la densità del vapore alla pressione P; la tabella dà la velocità di scarico del vapore sotto una pressione motrice $P-p$, per valori di P di 3, 4, 5 atmosfere assolute.

Pressione motrice $P-p$	in atmosfere . .		1	0.5	0.25	0.15	0.10	0.05
	in kg. p. mq. . .		10330	5165	2582	1550	1033	517
Pressioni assolute in caldaia	3 atmosf.	v m.	355	250	178	137	112	79
	4 "	v "	311	220	155	120	97	69
	5 "	v "	281	198	140	108	89	63

Donde vedesi che la velocità ordinaria (40^m) corrisponde ad un carico che è inferiore ad $^1/_{20}$ di atmosfera.

38. Apparecchi indicatori del livello. — *L'altezza del liquido* in una caldaia è elemento importante per la sicurezza, l'economia e la regolarità del lavoro. Gli apparecchi relativi sono così disposti, o da essere semplici avvertitori delle condizioni del livello, o da provvedere alla sicurezza nel caso che questo siasi abbassato sotto il limite minimo. I principali mezzi indicatori del livello sono:

1.° *Robinetti di prova* applicati sulle pareti in numero ordinario di 3, al livello, e sopra e sotto il liquido: la loro indicazione è incerta

per la immediata vaporizzazione dell'acqua che se ne scarica; la loro manovra si fa difficile pel deposito delle incrostazioni. Si usa talvolta un robinetto solo girevole sul proprio asse con prolungamento interno di tubo ricurvo; altra volta si usano rubinetti a valvola manovrati da leva, in cui la valvola è premuta dal vapore contro la sede, e così disposti da non riescire ingombri da depositi.

2.° *Indicatori di livello a vetro;* il tipo più comune è quello di un tubo di vetro esterno alla caldaia congiunto alle sue due estremità, mediante prese metalliche a flangia avvitate alla caldaia, colle capacità di vapore e d'acqua. All'indicatore si sono date forme più o meno eleganti, unendovi organi accessori, come rubinetti di comunicazione, di spurgo, di prova, e cassette metalliche per riparare il vetro. Talvolta, sul corpo metallico della presa vengono applicati due indicatori di livello a tubo. Alcuni tipi sono provvisti di valvole sferiche automatiche che possono addossarsi nei punti ove imbocca il tubo e chiudere la comunicazione coll'esterno ove questo avesse a spezzarsi. Una indicazione più precisa del livello e minor pericolo di rottura si ha cogli indicatori Ochwadt (fig. 469) a piastra piana di vetro, con una sola presa oblunga nella parete della caldaia in corrispondenza al livello del liquido.

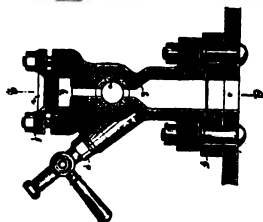
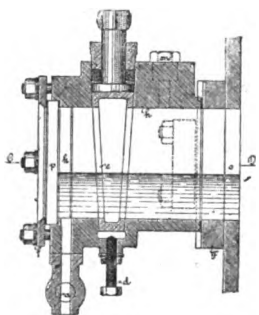



Fig. 469.

Gli indicatori comuni a tubo di vetro sono esposti al pericolo della rottura del vetro, quindi agli inconvenienti della proiezione dei pezzi di vetro ed all'uscita di acqua e vapore dai robinetti aperti. Quest' ultimo inconveniente può essere eliminato mediante l'impiego di valvole di chiusura, automatiche, le quali, come si è detto, vengono spinte dalla pressione del vapore, all'atto della rottura, contro l'apertura libera di comunicazione al tubo di vetro spezzato, in modo da chiudere la comunicazione stessa. Così non si effettua perdita d'acqua e di vapore, che sarebbe altrimenti difficile di togliere per non potersi avvicinare all'indicatore; ed il sistema permette il comodo ricambio del tubo.

Tuttavia queste disposizioni offrono l'inconveniente che l'interposizione della valvola nel condotto di comunicazione tra caldaia e indicatore non permetterà di ripulire, come si pratica, con filo di ferro, il condotto medesimo se ostruito da depositi o corpi estranei. Nel tipo Marchuot però, la valvola, che è sferica, nel periodo in cui non funziona, si insinua in una cavità che lascia appunto libero il condotto di comunicazione. Questo stesso scopo, pure con valvola sferica o conica, è stato ottenuto da altri: la valvola è abbassata dopo che l'indicatore è stato rimesso a posto.

3.° *Indicatori di livello a galleggiante;* di raro uso: costituiti da un galleggiante interno alla caldaia (in lamiera) che segue le oscillazioni del liquido ed i cui moti sono trasmessi, con un sistema di leve, ad un

quadrante esterno; le indicazioni del quadrante si ponno anche riportare a distanza.

4.° Numerosa è la serie degli indicatori ai ***quali trovasi collegato un apparato indicatore del bisogno di alimentazione.*** I più comuni sono ***fischietti d'allarme,*** così disposti da indicare mediante un fischio a vapore che il livello è disceso fino all'altezza minima compatibile colla sicurezza. L'abbassamento del livello, oltre che per cause ordinarie può prodursi, per rottura nel tubo di alimentazione o di scarico, con rapidità. Alcuni fischietti funzionano (fig. 470¹) come si disse per efffetto d'un galleggiante, che abbassandosi col livello del liquido trascina seco la valvola che immette il vapore nel fischio e lo apre; altri sul principio dell'apparecchio Black (fig. 470²) il tubo *A* passa in caldaia fino al livello minimo del liquido, onde esso e il serpentino *C* sono nelle condizioni ordinarie ripieni d'acqua, raffreddata dal serpentino a temperatura inferiore ai 100°. Il tubo *A* può comunicare col fischio *F* direttamente ma la comunicazione è impedita in *H* dall'una lega fusibile a circa 100°. Or se il livello si abbassa, *A* e *C* riempionsi di vapore, la lega fonde, ed il fischio funziona. Nel tipo Klein, fra caldaia e indicatore trovasi inserito, parallelamente a quest'ultimo, un tubo verticale, lungo quanto l'indicatore, e di sufficiente diametro per contenere un galleggiante di rame. Il vapore e l'acqua dalla caldaia arrivano all'indicatore passando traverso a questo tubo intermedio, nel quale perciò l'acqua si disporrà allo stesso livello che nella caldaia e nell'indicatore. Il galleggiante, opportunamente guidato mediante steli verticali, seguirà le variazione del livello del liquido in caldaia. Quando esso discende al di sotto del limite cui corrisponde il bisogno di una nuova alimentazione d'acqua, trascina seco la valvola che ammette il vapore al fischietto d'allarme.

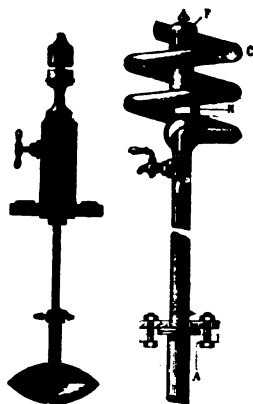



Fig. 470¹·².

Si conoscono anche indicatori che significano con mezzo elettrico il bisogno di alimentazione. Il tipo Kildoyle, riposa sul principio che l'ammissione di vapore fresco dalla caldaia in un tubo, in luogo dell'acqua calda che lo genera, produce un aumento di temperatura. Questo aumento di temperatura viene utilizzato a produrre la fusione di una lega metallica, che stabilendo un contatto elettrico, può mettere in funzione una suoneria. L'apparecchio, che viene sulla fronte della caldaia accoppiato al solito indicatore di livello a tubo vitreo, è disposto nel seguente modo: In corrispondenza al livello minimo, oltre il quale si richiede di necessità una nuova alimentazione, è disposto un tubo colla bocca aperta nell'interno della caldaia, mentre all'altro estremo, che sporge di qualche decimetro dalla fronte, è chiuso. Sopra la parte esterna di detto tubo sono disposte alcune valvole, formate di un metallo fusibile, soltanto quando trovasi a contatto col vapore fresco; l'asticciuola di questa valvola rimane sollevata finchè la valvola è in posto; ma quando essa fondesi, l'asticciuola

si abbassa, stabilendo appunto, mediante questo abbassamento, il contatto elettrico sopra indicato. Questo fatto verificasi quando, essendosi abbassato il livello d'acqua al di sotto della bocca interna del tubo, il tubo stesso viene a vuotarsi d'acqua ed a riempirsi per intero di vapore nuovo, producendo il leggero aumento di temperatura capace di effettuare la fusione delle valvole.

L'apparato *Schwartzkopff* (fig. 471) è disposto su principio analogo per indicare essere il liquido disceso al livello minimo mediante soneria elettrica. Se il livello, abbassasi sotto *N W*, il tubo *O* si vuota d'acqua ed una lega metallica collocata nell'alto del tubo (fusibile a 100°) stabilisce la continuità della corrente fra i fili $d\,d_1$. L'apparecchio è pure atto ad indicare se la pressione cresce oltre dato limite (e quindi la temperatura

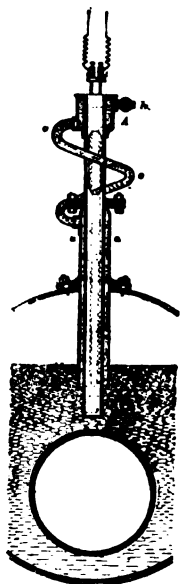
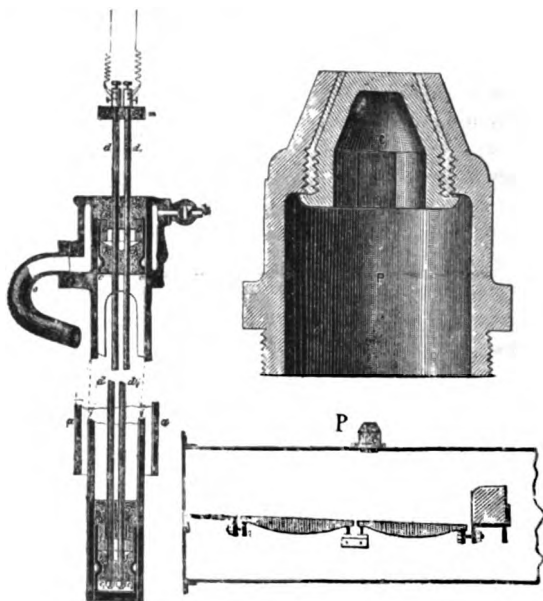



Fig. 471. Fig. 472.

interna), se in prossimità al tubo del fuoco si sviluppa vapore surriscaldato o la parete si arroventi; e questo con altra lega collocata all'estremo inferiore del tubo interno, che, fondendo a più alta temperatura, stabilisce coll'addossarsi ai fili, liquefacendosi, la continuità della corrente.

Tali apparecchi indicano tutti il bisogno di alimentazione; non provvedono alla sicurezza quando da eccessivo abbassarsi del livello segua immediato il pericolo. Tale scopo ottiensi colle *piastre fusibili* applicate alle pareti della caldaia dei focolari interni, soggette per difetto d'acqua ad arroventarsi.

Fig. 472. La scatola *P* (vedi dettaglio) è formata di due parti riunite fra loro a vite da una lega fusibile; quando il livello d'acqua s'è abbassato e le lamiere si riscaldano, la lega fonde, il tappo *C* cade nel focolare e, pel foro aperto, acqua e vapore della caldaia si riversano in esso spegnendolo.

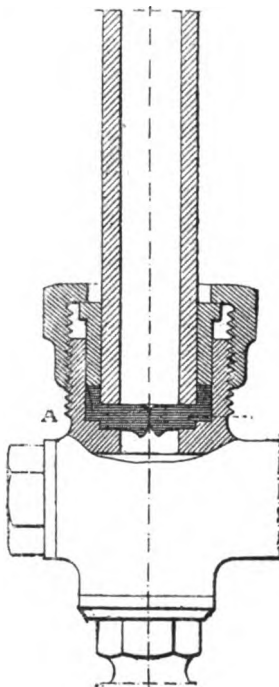
Le *indicazioni* del tubo di livello possono essere *fallaci* se è avvenuta ostruzione dei condotti di comunicazione del medesimo colla caldaia. Queste ostruzioni possono dipendere da depositi incrostanti, come pure per essere le guarnizioni in gomma rigonfiata fino a turare il passaggio di acqua a vapore, come spesso si è verificato per eccessivo spessore della guarnizione o difettosa montatura del tubo come vedesi in *A* nella fig. 473.

Ma anche lo strozzamento semplice ad una estremità può essere causa di indicazioni fallaci. Tra tubo e caldaia non si ha infatti il semplice fenomeno statico del livello dei liquidi in due vasi comunicanti; il tubo di vetro ed il suo attacco superiore sono a contatto coll'aria esterna e ciò produce una condensazione continua del vapore; l'acqua che si condensa e che tende a rialzare il livello scola verso la caldaia per l'attacco inferiore; ma perchè lo scolo sia possibile si esige un certo carico e cioè un certo eccesso di livello d'acqua nel tubo. Si capisce dopo ciò che lo strozzamento, modificando il valore del carico necessario, modifichi anche l'esattezza delle indicazioni del tubo di vetro. Ognuno può fare l'esperienza che, riducendo le sezioni degli attacchi in modo conveniente, si può regolare l'apertura in guisa che l'apparato segni un livello arbitrario.

Fig. 473.

Da ciò deriva che anche il modo di collegamento colla caldaia ha influenza sulle indicazioni di livello; lunghezza eccessiva e sezione troppo ristretta nelle comunicazioni superiori esagerano l'altezza d'acqua; i fatti analoghi nella sezione inferiore possono aumentarla o scemarla.

39. Indicatori di pressione. Manometri e valvole di sicurezza. — Dei diversi apparecchi per la misura delle pressioni, i più usati sono i *manometri metallici Bourdon* e *Schaeffer,* di tipo ben noto. Le loro indicazioni saranno controllate da un manometro campione ad intervalli. Si usano pure, di rado, manometri metallici che, provveduti di un apparecchio d'orologeria, movente un cilindro con carta, sul principio degli indicatori, dànno la curva delle variazioni delle pressioni in funzione del tempo.

La indicazione del limite massimo della pressione del vapore è data dalle *valvole di sicurezza,* valvole automatiche caricate da un peso dato le quali possono scostarsi dalla loro sede quando il vapore ha raggiunto una pressione stabilita, lasciando libero lo scarico al vapore che è raccolto e formasi in caldaia. Quando la *valvola soffia* la pressione massima ammessa è raggiunta. Il nome di *valvola di sicurezza* ha ragione nella

ipotesi che dalla valvola aperta possa sfuggire il vapore producentesi all'alta pressione, ottenendosi insieme un abbassamento di pressione. Ma perchè tale scopo fosse raggiunto, dovrebbero le valvole essere in un certo numero o con dimensioni eccessive e non pratiche. In ogni caso le valvole, oltre all'indicare in un modo apparente che la pressione massima è raggiunta, impediscono solo il *rapido* aumento di essa e dànno il tempo

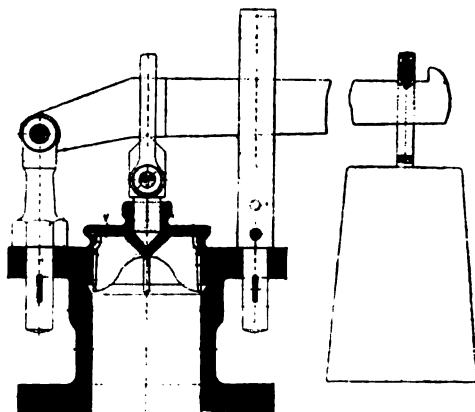



Fig. 474.

perchè colla manovra del fuoco, del registro, della alimentazione, possa rimuoversi ogni pericolo derivante dall'aumentata tensione del vapore.

La forma ordinaria di una valvola di sicurezza è data dalla fig. 474, e la calcolazione del peso G applicato all'estremo della leva distante l dal centro di rotazione — se p è la pressione per unità di area, d il diametro della valvola, V il peso proprio della valvola, H il peso della leva applicato a distanza b dal centro di rotazione ed a la distanza dell'asse della valvola dal detto centro — è fatta colla

$$\frac{\pi d^2}{4} p \cdot a = V a + H b + G l. \tag{66}$$

Al peso è talvolta sostituita una molla; al carico indiretto con leva il carico diretto con peso o molla sopra la valvola. La valvola può essere a sede piana o conica; le grandi valvole si fanno talvolta differenziali, o a doppia sede.

La scelta del diametro d'una valvola, per una data caldaia sotto l'ipotesi che essa possa smaltire un peso di vapore V dato alla pressione atmosferica, potrebbe farsi su questi dati. Dalle formule di Zeuner si ha il peso di vapore V che al 1'' sfugge ad una data pressione p, nell'atmosfera, per 1 mq. d'area della valvola; la formula tradotta in numeri darebbe

per p	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14 atm.
V	292	367	413	445	469	482	505	520	532	555	570 kg.

donde potrebbe fissarsi l'apertura libera A della valvola, perchè ne sfugga una quantità determinata. Ma pur fissato il diametro, l'alzata della valvola, nelle condizioni di equilibrio dinamico reali, è sempre piccola, ed un calcolo su questa base non fornisce alcun criterio positivo.

L'esperienza infatti ha provato che non si ponno fissare in via teorica le dimensioni delle valvole; si hanno perciò delle formule empiriche che legano (come è razionale) la superficie di riscaldo S della caldaia e e la pressione effettiva al diametro della valvola. Essendo prescritte due valvole per ogni caldaia, il diametro di ciascuna si può assumere colla

$$d = 26 \sqrt{\left\{\frac{S}{n_e + 0.59}\right\}} \qquad (67)$$

d in mm., S in mq., n_e in atmosfere effettive.

Questa formula non è da tutti seguita, onde crediamo opportuno completare le indicazioni relative alle valvole con alcuni dati sperimentali.

Sieno: S in mq. la superficie di riscaldo della caldaia, d il diametro della valvola in mm., n_e la pressione effettiva in atmosfere.

	$n_e =$	1	2	3	4	5	6	7
Con Reiche: $\frac{\pi d^2}{4} = S =$		400	210	160	125	100	85	73
		400	260	190	150	120	100	90.

Con Weinlig: sezione delle valvole in mm.² per ogni mq. di superficie riscaldata.

a)	Caldaie trasportabili $n_e = 5 \sim 7$	mm.²	68 ∼ 72
b)	„ verticali $n_e = 5 \sim 8$	„	80 ∼ 88
c)	„ a tubi d'acqua $n_e = 8 \sim 112$	„	55 ∼ 65
d)	„ a medio volume d'acqua	„	80 ∼ 90
e)	„ a grandi volumi d'acqua	„	95 ∼ 120

e, per pressioni medie da 5 ∼ 7 atmosf.ᵉ

Caldaie a tubi d'acqua	$S =$	15	35	45	60	80	90	120	150	180
2 valvole eguali	$d =$	40	60	65	70	76	80	100	110	125
Caldaie a medio volume d'acqua	$S =$	80	100	130	150	180	200			
2 valvole eguali	$d =$	90	95	100	115	120	130			
Caldaie a grandi volumi d'acqua	$S =$	10	20	30	50	65	70	80	95	
2 valvole eguali	$d =$	30	50	60	75	85	90	90	105.	

Le valvole di sicurezza comuni, in generale, non impediscono il verificarsi di eccessi di pressione nell'interno della caldaia oltre il limite stabilito. Una valvola si alza dalla propria sede e dà scarico al vapore

quando la pressione in caldaia tocca un dato valore p; durante lo scarico la pressione sale gradualmente a p_1; per ridiscendere al valore p_{11} al momento della chiusura. La regolarità del funzionamento richiederebbe che $p\, p_1\, p_{11}$, fossero molto prossimi; in realtà tra p e p_1 esiste un divario che può salire ad un valore non lieve. Ciò è del resto facilmente chiarito, perchè, senza entrare in disquisizioni teoriche, avviene infatti che le pressioni del vapore che si scaricano dalla valvola aperta variano gradualmente, dal valore della pressione in caldaia a quello della pressione atmosferica; la zona a pressione decrescente corrisponde in buona parte alla superficie offerta della valvola; onde deriva una grande riduzione nello sforzo che la solleva, riduzione che deve essere compensata, finchè la valvola resta aperta, da un aumento della pressione in caldaia. Gli eccessi di pressione sono proporzionatamente tanto maggiori quanto maggiore è la pressione p della caldaia.

Sonosi studiati, senza grande successo, mezzi intesi ad aumentare l'alzata delle valvole posto, come dicemmo, che la piccola alzata reale dipenda dal fatto che, all'atto dell'efflusso, per l'effetto dinamico della velocità acquisita, scemi quivi la pressione del vapore. Si sono così studiate valvole le quali ricevono, su stantuffo loro unito, mediante un tubo che si prolunga all'interno della caldaia la pressione dell'acqua o del vapore; quello si solleverà col crescere della pressione, e la valvola trascinata lascierà libero il passaggio al vapore senza che esso concorra a sollevare la valvola. Tali sono le valvole Bodmer, Lindner, ecc. Altre sono a sede semplice o multipla con apertura progressiva.

Le principali fra queste sono le valvole Dulac e Maurice e Lethuiller.

La valvola Dulac risponde allo scopo di poter evacuare il vapore in quantità sufficiente per limitare effettivamente la pressione ad un valore che oltrepassi di poco di quello che deve essere mantenuto in caldaia, e di chiudersi ad una pressione di poco inferiore; le differenze in più non oltrepassano atmosfere 0.3 $\sim$ 0.4. L'alzata della valvola è progressiva e segue l'eccesso della produzione di vapore — basta perciò dare alla stessa un diametro circa metà di quello che risulterebbe dall'antica formula empirica. Tali proprietà sono dovute (fig. 475) ad un'appendice conica sopra la valvola, in lamiera d'acciaio sottile nichelata, fissata al cappello della valvola nell'interno della quale passa libero il foro che unisce la valvola alla leva. La sede della valvola si prolunga superiormente in forma conica intorno all'appendice suddetta. Al levarsi della valvola il vapore sfugge per lo spazio anulare (di 5 a 6 mm. di lunghezza) compreso fra cono e capsula fissa e agisce per pressione e per attrito contro il cono per sollevarlo colla valvola. Questa azione supplementare del cono compensa la depressione sotto la valvola di cui si è detto.

Una interessante valvola di sicurezza a scarico progressivo è la Maurice: fig. 476. Con essa l'inventore si è proposto di ottenere l'alzata normale e progressiva della valvola e la chiusura alla pressione del bollo applicato al generatore — e cioè eliminando, nei limiti del possibile, l'effetto dinamico sulla valvola dello scarico del vapore. L'alzamento progressivo della valvola che comincia al momento in cui è raggiunta la pres-

sione necessaria è limitata dalla guida F. Appena ha principio il sollevamento lo scarico di vapore si fa per la corona anulare C_1 sottoponendo le faccie $X X'$ all'azione dinamica del vapore di uscita, la quale si annulla sovra esse; mentre la faccia X'' è sempre soggetta all'azione statica

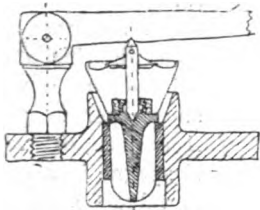
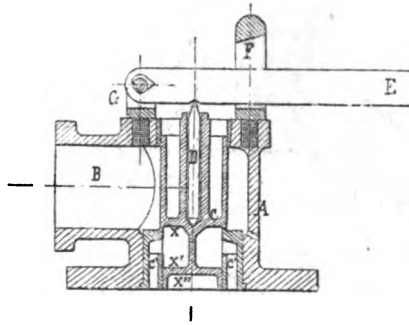



Fig. 475. Fig. 476

del vapore e la valvola obbedisce esclusivamente a questa. Le esperienze eseguite confermano il buon funzionamento di questo apparato che riposa su un principio nuovo.

La valvola di sicurezza *Lethuiller e Pinel* è rappresentata nelle fig. 477 [1,2], e precisamente nella prima in condizione di chiusura, nella seconda aperta. Non appena il vapore viene a toccare il limite di pressione stabilito, si apre la valvola alquanto, ed esce un primo getto di vapore; se la pressione si abbassa, la valvola si solleva ulteriormente, lasciando scaricare in maggior copia di vapore. Ma la forma assunta del getto di vapore produce una spinta sul disco superiore della valvola che ne rende maggiore il sollevamento: onde si ha uno scarico progressivo di vapore; il che è mostrato dalla direzione dei raggi di vapore.

Fig. 477 [1-2].

L'impiego delle valvole di sicurezza ad area variabile, o a reazione, è pressochè generale negli Stati Uniti. Nel tipo Asthon la valvola a gola (come ordinariamente le altre americane) è caricata a molla, e, quando essa si solleva, il vapore può scaricarsi oltre che fra sede e valvola, per fori praticati nella valvola e nella sede; il vapore che esce dalla sede si scarica poi in bocca speciale regolabile a vite, la quale permette di regolare così la pressione del vapore sotto la valvola e quindi l'andamento della stessa.

Indichiamo in dettaglio soltanto, fra le diverse, la valvola Coale; (fig. 478); $B\ b'$ valvola a gola x guidata in $a'\ b$ e b^2; E quadro dell'eccentrico e che può far girare l'anello C in c in modo da regolare lo scarico

di vapore sotto la gola, per le aperture a^4 a^2 e la reazione della valvola, A^2 A^1 y capacità anulare per cui il vapore sfugge pei fori z z, poi per fori I; g asta di registrazione della molla G dell'asta h; H h' leva di manovra dell'asta h. La registrazione si effettua girando coll'eccentrico e, l'anello C di maniera da strozzare più o meno gli orifizi a^4 c per cui una parte di vapore sfugge per la gola x. Il rumore del vapore si spegne in z ed I, e la valvola fa in b^{12} un giunto ermetico sul suo inviluppo A^2.

Una valvola di sicurezza intesa allo scopo di lasciar effluire

Fig. 478. Fig. 479.

un grande volume di vapore al bisogno è quella della fig. 479; è costituita da un disco di acciaio che preme su corona di ghisa coll'intermedio di un forte anello di asbesto. Il disco è sostenuto nel mezzo da una vite superiore. La pressione salendo al limite pericoloso inflette il disco, rompe l'asbesto e l'apertura libera lascia effluire abbondante vapore. Si rimette poi a posto un nuovo anello chiudendo il robinetto inferiore.

§ 7.

Difetti dei generatori; cause di rottura ed esplosione. Legislazione e associazioni fra utenti.

40. *Cause di rottura ed esplosione.* — L'esplosione d'una caldaia è uno dei più gravi accidenti che ponno verificarsi nell'esercizio di una industria; grave per i danni finanziari, ma più ancora per le conseguenze morali e legali. L'intervento della legge, sia a stabilire norme preventive di costruzione e di prova, sia sanzioni repressive civili e penali,

è pienamente giustificato dove può essere in pericolo la vita delle persone e l'incolumità dell'altrui possesso.

Sotto il nome di *esplosione delle caldaie*, deve intendersi il fenomeno generale di una rottura delle pareti in azione, avvenuta per una causa qualsiasi la quale determina nella parete una resistenza inferiore a quella richiesta dalla pressione della caldaia. *La rottura* è dunque il fenomeno generico, *l'esplosione* è un fatto particolare che non sempre si verifica e per cui si richieggono circostanze atte a produrre la *proiezione* dell'intero apparecchio.

In una caldaia ben calcolata, provata, fornita degli accessorii d'uso e sicurezza non *esiste a priori una causa determinata capace di produrre rottura o l'esplosione*. Ma tali cause si accumulano poi. La graduale vetustà della caldaia è una cagione di debolezza che si accentua col tempo; anche senza che essa lavori si verifica infatti una lenta ossidazione delle pareti ed il loro lento consumo. A questa cagione che deteriora in modo permanente la qualità del metallo aggiungesi la qualità delle acque; la loro natura chimica, la loro acidità, è causa di erosioni, più sensibili sulla linea d'acqua, e di alterazioni speciali sulle linee dei chiodi, che si accentuano nei brevi periodi di riposo, dopo vuotata la caldaia.

A questi fenomeni continui se ne aggiungono di accidentali, e più gravi perchè di effetto immediato, dipendenti da incapacità od imprudenza del fuochista, da mancanza di cura nel governo e pulitura della caldaia, o dal non funzionare o dissesto negli organi diversi studiati al precedente paragrafo.

Le più importanti cause accidentali, dirette o no, di grave rottura o d'esplosione, si ponno così classificare: 1.° Mancanza d'acqua nella caldaia. 2.° Eccesso nella pressione del vapore. 3.° Locale indebolimento delle pareti. 3.° Accumularsi dei depositi in parti delle medesime esposte al fuoco. Esse ponno confondersi l'una l'altra per le loro conseguenze particolari. Ma in ogni caso gli effetti ultimi che si producono ponno ridursi a due soli, spesso contemporanei: aumento rapido della pressione (causata talvolta da immediata vaporizzazione) e deficienza improvvisa e sensibile di resistenza nelle pareti della caldaia. Ad esempio la mancanza d'acqua in caldaia può provenire da fughe nelle guarnizioni, o da difetto di alimentazione; la parete è allora esposta ai colpi di fuoco, si arroventa, si ossida, consumandosi ed indebolendosi in guisa da non resistere alla pressione; eguale conseguenza verificasi se l'abbondante incrostazione impedisca all'acqua di sottrarre il calore alle pareti, come pure se, per mancanza di circolazione d'acqua o per vischiosità di questa, una forte quantità di vapore si produce contro le pareti e vi rimane addossata. Ora questo accumularsi di calore in un punto determinato dalla parete può a sua volta generare immediata vaporizzazione, quando per un fatto esterno qualsiasi (per esempio la sola apertura d'un robinetto o d'una valvola) il distacco dell'incrostazione riattiva la circolazione e dà origine ad un grande ed improvviso sviluppo di vapore. Supposto che una parte di parete del peso di 350 kg. siasi riscaldata a 500°; il calore accumulatosi, per la temperatura corrispondente a 5 atmosfere (152°) e per un calor specifico di 0.12, sarebbe di 14000 calorie, atte o evaporare a 35 kg. di

acqua già calda a 152°. Se si ammette che nella capacità di vapore della caldaia sieno raccolti 10 kg., l'aumento a 45 kg. può generare una tensione che giunga alle 20 atmosfere. Ecco un aumento di pressione che può essere superiore alla resistenza della caldaia, e che si manifesta nel modo più pericoloso, sotto forma di urto. Benchè questa sia spiegazione logica del fenomeno, non tutti sono d'accordo nel suo valore reale e nelle sue conseguenze. È fuori dubbio che la lamiera esposta al colpo di fuoco per l'azione deformatrice del calore che ne scema le proprietà resistenti, e per l'effetto della pressione interna, si rigonfia, allunga le fibre, si assottiglia ai punti di attacco colle parti fredde, creando, anche se il fenomeno si arresta in tempo, una condizione di indebolimento permanente. Il calcolo esposto più sopra ha fatto concludere *che non bisognasse in questo caso mandare nuova acqua in caldaia*, ed è questa l'istruzione che viene data ai fochisti. Ma non bisogna tacere che recenti esperienze dell'associazione di Manchester tenderebbero a provare che una pioggia di acqua fredda sulle lamiere roventi ne impedisce la deformazione e gli aumenti di pressione. Le esperienze non sono però così conclusive e numerose da potervi fare pieno assegnamento; il sig. Witz anzi ne infirmerebbe i risultati. D'altro lato però l'eccesso di pressione in caldaia può aver luogo o per aver forzato il fuoco, o per avere imprudentemente caricate le valvole, o per essere queste calettate sulla loro sede; condizioni che aggiunte a difetto d'acqua, rendono rapido l'aumento di pressione senza che se ne abbia indicazione graduale e preventiva.

Se alle cagioni esaminate si aggiunga la difettosa costruzione della caldaia, il cattivo materiale adoperato nella medesima, e, come talvolta si è verificato, le esplosioni dei gas nei condotti del fumo, si ha una moltiplicità tale di fenomeni ed il loro intrecciarsi in modo da rendere difficile il giudicare quale sia stata, nel caso di un accidente verificatosi, la causa iniziale del medesimo; e tanto più difficile in quanto, il dissesto che si produce, assai raramente permette di constatare quale fosse lo stato degli accessorii indicanti il livello e le pressioni.

In generale però oggi si tende ad attribuire, nel caso d'esplosioni, l'importanza maggiore non ai fenomeni accidentali, ma ai fenomeni lenti e graduali che hanno indebolito col tempo il generatore, e lo hanno posto di fronte a qualsiasi fenomeno, in condizione di manifesta inferiorità. Cosicchè, secondo i criteri attuali, è nel generatore stesso, nello stato delle sue lamiere derivante da vizio organico primitivo o da difetto accentuatosi col tempo, che risiede la causa della esplosione eventuale.

E questo criterio mostra anche come le visite interne dei generatori, fatte da personale esperto, costituiscano sin dove è possibile la migliore salvaguardia contro il pericolo.

Comunque, dopo i fatti indicati, è naturale, che la caldaia si trovi esposta con o senza deformazione della lamiera a facile rottura, la quale, pur avendo principio in forma di semplice screpolatura, possa man mano allargarsi ad una fenditura più ampia, donde violentemente escono nell'atmosfera vapore ed acqua, quest'ultima in condizioni tali da evaporare in parte con rapidità; assumendo quasi d'un tratto un grandissimo aumento di volume. Si comprende di leggieri che se la rottura è ampia, e la massa

fluida si proietti all'esterno in posizione tale che la caldaia possa per reazione assumere movimento in senso opposto, potrà risultarne, secondo la intensità della forza e la velocità, o il semplice dissesto della muratura, o la proiezione della caldaia; la quale a seconda della quantità d'acqua nella caldaia e della pressione, potrà effettuarsi con una velocità grandissima, come il calcolo e più l'esperienza confermano. L'uso perciò delle caldaie a piccolo volume d'acqua, costituite di elementi quasi indipendenti, pur non escludendo a priori le cause di rottura, ne rende le conseguenze assai meno disastrose.

In generale le cause di esplosione, che sono oramai riconosciute di natura semplice e facili a comprendere, possono anche classificarsi così:

a) Condizioni difettose d'impianto. In questa categoria entrano i difetti relativi al progetto ed all'impianto, al materiale impiegato ed al modo onde è eseguito il lavoro. Quest'ultimo riguarda la composizione del generatore, lo spessore troppo limitato delle lamiere, la concentrazione eccessiva del calore in dati punti, la troppa rigidità di alcune parti, ecc.

b) Condizioni difettose di manutenzione. Di qui derivano le corrosioni interne ed esterne, i rigonfiamenti, le fessure, le fughe di vapore, le rotture delle armature e delle teste dei chiodi, ed i colpi di fuoco a cagione del deposito delle materie.

c) Cattivo impiego degli apparati durante l'esercizio: il quale ha per conseguenza di produrre mancanza d'acqua ed aumento eccessivo di pressione; la colpa ne spetta in genere al fuochista, che resta, al solito, la prima vittima della propria negligenza. Gli apparati di alimentazione in cattivo stato, la falsa manovra degli organi, gli indicatori di livello dissestati originano spesso colpi di fuoco alle lamiere; così le valvole di troppo caricate, o i manometri difettosi possono talvolta essere causa di accidenti per pressione eccessiva.

Difetti nei generatori. Quanto si è detto sopra rende necessario di far conoscere quali sieno i principali difetti dei generatori.

Si è detto che la visita interna è il rimedio più efficace contro gli inconvenienti che possono verificarsi nelle caldaie. Importa perciò citare alcuni dei guasti maggiori di cui essa può constatare la presenza.

Sfoglie. Una *sfoglia* (fig. 480) deriva da mancanza di saldatura fra i diversi strati che costituiscono la lamiera; ne viene che lo strato esterno mal saldato, essendo soggetto a maggior calore, si dilata e si distaeca. Il difetto è grave nelle parti esposte al fuoco e si riconosce al suono del martello. Lo si corregge togliendo le parti offese della lamiera; ma occorre verificare, se, dopo riparazione, il difetto non si propaghi alle parti adiacenti.

Rigonfiamenti. La lamiera riscaldata perde della resistenza iniziale rammollendosi e la pressione interna può spingere detta superficie a rigonfiarsi ed anche a screpolare. Può però il rigonfiamento non offrire pericolo fino ad un certo limite.

Ma devesi notare, che formato l'incavo, esso può costituire un recipiente del deposito è per ciò una causa permanente di pericolo; ripararlo col respingere la lamiera al proprio posto non sempre è possibile,

e talvolta ciò genera una frattura. Le cause che producono questa deformazione sono note. Le fig. 481 e 482 danno esempi di questi difetti. La prima mostra una bolla prodottasi sul cielo del focolare di una caldaia Cornovaglia per mancanza d'acqua; l'altra figura dà la sezione trasversale di un bollitore deformato per la presenza di depositi di grasso introdottisi coll'acqua di condensazione.

Fessure. L'eccesso di lavoro cui si assoggetta un generatore può produrre screpolature, specie nelle parti esposte al fuoco, sulla linea dei chiodi, e in certi casi in piena lamiera.

Quando la screpolatura va dall'orlo al chiodo il pericolo non è molto grave; talvolta però si prolunga al di là del chiodo, nel corpo della lamiera, e si può allora arrestarla applicando un nuovo chiodo alla

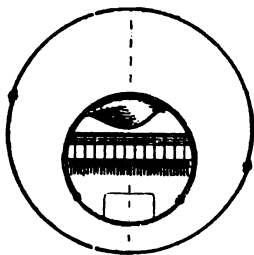
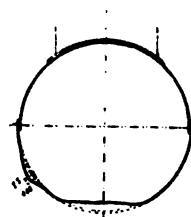



Fig. 480. Fig. 481. Fig. 482.

sua estremità, se il prolungamento della fessura non sia eccessivo. Più pericolose sono le fessure lungo la linea dei chiodi.

Ogni causa che tende a surriscaldare il metallo trova nel doppio spessore alla chiodatura una via più agevole per creare danni. La fessura può prodursi nei punti di curvatura dolle lamiere; le flessioni che hanno luogo in detti punti (fondi di caldaie, duomi di vapore, ecc.) possono produrre delle fessure di cui è difficile valutare l'entità e che talvolta datano dall'origine, dipendenti da cattivo materiale ed anche da cattiva costruzione.

Nei tubi focolari da caldaie Cornovaglia il difetto di elasticità longitudinale può provocare il difetto lamentato.

Le lamiere delle camere di vapore, che siano a contatto con prodotti di combustione ad alta temperatura, si surriscaldano e possono anche fendersi. Screpolature sono dovute ancora al modo di alimentazione, se non si provvede a che la miscela di acqua fredda alimentata e di acqua calda del generatore si faccia il più rapidamente possibile; per tal rapporto l'alimentazione deve essere continua: le grandi masse d'acqua fredda improvvisamente iniettate sono causa di forti danni.

La fessura può anche dipendere dallo scarico d'acqua d'una caldaia fatto in modo troppo sollecito; vuotando un generatore, il calore accumulato nella muratura può surriscaldare le lamiere e dar luogo a fessure ed a fughe.

Corrosioni. Uno dei pericoli più gravi per un generatore deriva dalle corrosioni delle lamiere all'esterno ed all'interno; il fenomeno della corrosione ha luogo per azioni di natura meccanica e chimica: ma non è facile il farne l'apprezzazione.

Corrosioni interne. Si ponno incontrare su tutte le pareti interne d'una caldaia, sieno esse a contatto con acqua, con vapore o con aria. Talvolta si producono con lento processo e su grandi superfici; ma non è questo il caso generale; più spesso si iniziano con cavità isolate che talvolta si riempiono di sostanze nere, e che si fanno mano mano più larghe e profonde nello spessore delle lamiera. Se ne producono così di larghe e numerose che finiscono per toccarsi, come pure se ne trovano di rare ed isolate. Le cavità si producono di preferenza nei riscaldatori.

Devesi dunque evitare ogni cuscino d'aria nell'interno dei riscaldatori, poichè esso logora a scaglie la superficie, ed evitare pure che la pompa alimentare vi introduca dell'aria. Il cielo di vapore subisce pure talvolta degli effetti distruttori. La fig. 483 mostra l'effetto che può prodursi su un cielo d'aria di riscaldatore o su un cielo di vapore di bollitore.

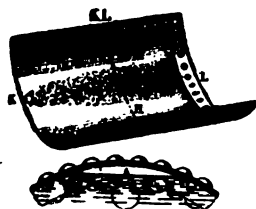
Fig. 483.

Si incontrano pure incavi in caldaie lasciate a lungo inattive senza essere state vuotate. In vicinanza alla linea d'acqua si formano allora cavità poco profonde.

Quanto alle cause della corrosione interna, ove l'azione chimica è favorita dalla temperatura, ecco quanto può dirsi. L'acqua di alimentazione corrode la caldaia per la presenza dell'ossigeno disciolto, e ne riescono attaccate sovratutto le parti inferiori e più fredde. Per evitare ciò bisognerebbe alimentare con acqua riscaldata, e far sboccare il tubo alimentare nella parte più calda.

Le materie grasse insolubili nell'acqua, a cagione dell'alta temperatura, dell'ossigeno e dell'azione saponificante dell'acqua, danno origine ad acidi grassi che corrodono la lamiera sulla linea d'acqua e lungo le chiodature. Deve perciò evitarsi l'introduzione del grasso, sebbene, come rimedio efficace al riguardo, possa usarsi la soda.

L'acqua contiene pure materie solubili di azione corrosiva come i cloruri ed i nitrati; e occorre perciò impedire la concentrazione di questi sali. Sonvi infine le sostanze la cui azione comincia a un dato limite di temperatura e derivano da decomposizioni che hanno luogo per opera del calore (solfato in ferro, cloruro di magnesia, ecc.); talvolta le acque contengono del cloro e la parte di lamiera che subisce l'effetto maggiore è la più calda in contatto coll'acqua. La neutralizzazione di acidi volatili (H Cl) si effettua spesso colla soda; ma l'impiego di questa deve farsi razionalmente, dopo l'analisi dell'acqua.

È notevole il fatto, che la stessa acqua produce in diverse caldaie fenomeni diversi; se ne induce che la natura del metallo influisce al proposito; il che spiega la discontinuità delle corrosioni lungo la stessa linea di un generatore.

Le azioni chimiche sono favorite dalle azioni meccaniche; le flessioni alternate dei fondi danno luogo a *criques* nei quali l'acqua corrodente si infiltra ed agisce. Spesso la corrosione ha luogo sotto la incrostazione che le nasconde, mentre il metallo viene ridotto ad uno spessore minimo, come vedesi nella fig. 484.

L'azione meccanica delle correnti di vapore crea corrosioni nelle comunicazioni dei bollitori col corpo della caldaia, nei tubi, nei robinetti, nelle valvole.

Corrosioni esterne. Sono questi fenomeni assai pericolosi; le cause diverse che li producono sono principalmente le fughe d'acqua e di vapore, l'umidità della muratura a contatto colle lamiere, la fuliggine, le polveri che assorbono umidità dell'aria, la condensazione dei prodotti

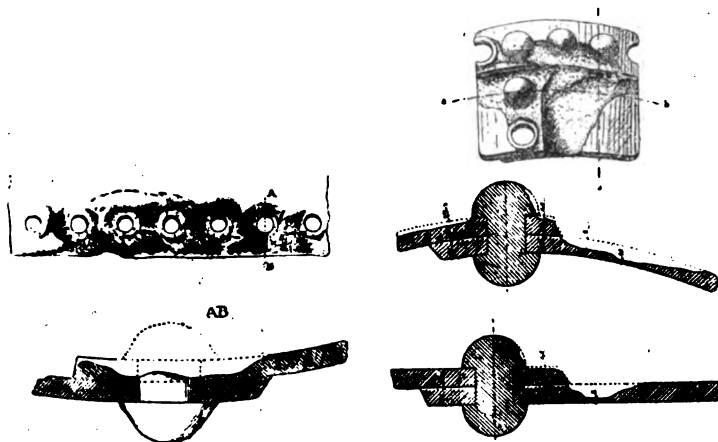



Fig. 484. Fig. 485.

acidi di combustione. In rapporto alle corrosioni esterne si deve distinguere la fuga che ha luogo nelle parti assai calde che possono vaporizzare l'acqua depostavi e quella che ha luogo nelle parti fredde ove l'acqua può depositarsi e dove il difetto di corrosione è perciò maggiore. Non bisogna in ogni caso mai tollerare le fughe, devesi evitare l'umidità del muro, e le lamiere nei periodi di riposo devono essere all'esterno ben ripulite.

La fig. 485 ci dà l'esempio di corrosione esterna proveniente da fughe alle chiodature e fra i giunti.

Importanti in questo argomento sono le *corrosioni per pustole* costituite di cavità con presenza di pustole a rigonfiamento, ripiene di materie ossidate, le quali possono perforare le lamiere, e che possono prodursi anche con acque purissime. La causa loro, per essere il materiale che le riempie composto di sesquiossido di ferro, si attribuisce ad una azione ossidante dell'ossigeno, col concorso dell'acido carbonico contenuto nell'acqua di alimentazione, anche se questa è pura.

Sulla sicurezza delle caldaie a tubi d'acqua o inesplodibili. Si sa che le ragioni di sicurezza sono entrate in gran parte nell'uso generalizza

tosi delle caldaie a tubi d'acqua; ed è un fatto che il loro tipo esclude la quasi assoluta eventualità di accidenti a grandi effetti dinamici. È vero che l'applicazione dei serbatoi superiori al fascio tubulare ha aumentato il pericolo, per modo che l'effetto dinamico potrebbe prodursi dalla esplosione di uno di questi elementi; ma essi sono al solito collocati fuori del contatto coi gas del fumo, o formano parte poco attiva della superficie di riscaldo, e di più sono disposti in modo che la sorveglianza e la manutenzione ne sono facili. Le avarie cui sono soggetti gli elementi del fascio tubulare erano effetti dinamici limitati; ma non è men vero che essi si producono lo stesso con una certa frequenza, e la ripetizione di questi accidenti di dettaglio conduce, per una stessa quantità di vapore prodotto, a fare isolatamente altrettante vittime, se non più, di quelle che sono prodotte dagli accidenti più rari, ma assai più gravi, delle caldaie a grande volume d'acqua.

Una statistica pubblicata in Francia da Compère sugli accidenti delle caldaie a tubi d'acqua prodottisi nel 1892-1893 dimostra che il numero degli accidenti avrebbe dato luogo a un numero di vittime che è del 16 °/₀ sul totale verificatosi per esplosioni di apparati a vapore; mentre il numero delle caldaie a tubi d'acqua è del solo 4 °/₀ rispetto al numero totale delle caldaie in azione.

Importa dunque, dappoichè ne sono suscettibili, che, nell'esercizio delle caldaie dette inesplodibili, si debbano realizzare tutti i progressi che — o scemino la frequenza degli accidenti isolati — o ne rendano le conseguenze inoffensive alle persone. Al primo ordine di idee appartengono la buona costruzione, la buona manutenzione e condotta degli apparati.

Quanto alle cause che possono produrre gli accidenti nei generatori, è necessario evidentemente premunirsi in queste caldaie contro l'eventualità dei colpi di fuoco per difetto di alimentazione, più che negli altri tipi, in quanto esse contengono minore quantità d'acqua; onde giova assicurare in ogni modo il funzionare degli apparati che sono destinati a fornire l'acqua alimentare. Grave è pure in questi generatori il pericolo di deficienze d'acqua parziali provenienti da ostruzioni; occorre per provvedervi che la circolazione avvenga in modo sicuro, che sieno evitati gli strozzamenti e gli accordi di piccolo diametro, che sia evitato il deposito delle incrostazioni, nelle parti tubulari e le loro comunicazioni, e che per di più queste possano facilmente visitarsi e ripulirsi. Occorre poi che la condotta del fuoco sia fatta colla moderazione che corrisponde all'attività del sistema circolatorio del generatore; se ciò non fosse, e la combustione fosse troppo viva, potrebbero alcune parti del fascio tubulare non essere abbastanza raffreddate dal rinnovamento della circolazione interna. Ora è un fatto indubbio che molti gravi accidenti dei generatori a tubi d'acqua dipendono essenzialmente dagli eccessi di vaporizzazione che loro sono stati imposti.

Molte volte gli accidenti sono provenuti da rotture nei tubi surriscaldatori di vapore, o dalla proiezione dei bocchettoni di chiusura; quest'ultimo fatto prova che le disposizioni di chiusura *autoclavi* sono preferibili alle altre, e che non si debbono serrare i giunti di una caldaia in pressione, o far uso per chiuderli di chiavi troppo lunghe.

Il secondo ordine di idee riflette i mezzi per rendere inoffensivi gli accidenti. Questi si riducono spesso all'uscita improvvisa di un forte getto di vapore misto ad acqua calda, ed anche a gas combusti; questo flusso penetra nell'ambiente per le rotture, ed i punti deboli della porta del focolare, del ceneraio, delle capsule a tubi; ma tale getto può bene produrre gravi conseguenze se si dirige improvvisamente sul fuochista. Ora è evidente che deve essere possibile preservare il fuochista dal pericolo relativo, specie nelle due circostanze concomitanti — cioè — che il getto provenga da fratture od aperture poco ampie, come se si strappa un tubo, o un tampone viene a cadere — e che esso provenga da apparato contenente debole riserva di energia, come appunto è delle caldaie deficienti di acqua.

Per evitare questi pericoli, cui i fuochisti sono forzatamente esposti, che tutte le parti di connessione dell'interno della caldaia colla fronte, all'atto in cui si manifesta una fuga che crea un eccesso di pressione nella camera interna della muratura del generatore, si avessero a chiudere automaticamente. Sono state proposte all'uopo delle porte a chiusura automatica apribili verso l'interno del generatore. Pel ceneraio è stata proposta la chiusura completa, con presa d'aria laterale dall'esterno.

In tal modo il getto di vapore invade la camera del forno, ma non ne esce; bisogna però che il forno, se invaso da un getto in pressione, offra a questo uno scarico facile ed una solidità sufficiente perchè la muratura non sia dissestata o gli offra almeno una parete più debole contro cui agisca o si scarichi in modo inoffensivo.

Così il programma relativo alla sicurezza sarebbe doppio — chiusura della camera dei fuochisti contro il flusso bruciante che esce dal generatore - facilità offerta a questo flusso di scolare all'esterno il generatore senza nuocere. Tali disposizioni si devono nel caso studiare per ogni impianto speciale, e le soluzioni particolari possono presentarsi assai varie.

Pulitura dei generatori. La pulitura delle caldaie viene fatta raschiando il deposito che vi si è formato. Se le cavità sono molto dure ed aderenti, allora è necessario ricorrere alla martellina, a colpi leggieri. Intorno alle teste dei chiodi ed ai lembi delle lamiere si farà uso di sole spazzole. Le croste sono più difficili a staccare quanto più sono secche; così, per pulire le caldaie, converrà aver lasciato acqua e scaricarla gradualmente, se possibile; ma ciò impone all'operaio l'obbligo di entrare nell'acqua, al che questi non si presta sempre volentieri.

Se le incrostazioni sono molto sode e vecchie, è necessario, per levarle, ricorrere a procedimenti di natura chimica. Servono allo scopo alcuni discrostanti; se le incrostazioni contengono solfati è utile la soda; se sono esclusivamente formate di carbonati, bisogna ricorrere a sostanze acide o che tali diventino in caldaia, come le fecole e alcune sostanze organiche vegetali. Ma l'uso delle sostanze acide deve essere moderato pel timore che, tolto il deposito, ne resti intaccato il ferro.

41. Legislazione. La legislazione nei principali paesi d'Europa interviene perciò giustamente nel fissare norme preventive di costruzione e di prova. Il nuovo regolamento sulle caldaie a vapore pubblicato nel 1890 in esecuzione alla legge di P. S. 28 dicembre 1888 (pur non prescrivendo

tassativamente lo spessore di lamiere a diametro delle valvole, che il regolamento vigente pel passato nelle provincie lombarde e venete fissava colle formule pratiche dietro indicate) esclude l'uso della ghisa nelle parti esposte al fuoco, prescrive che due almeno sieno le valvole di sicurezza ciascuna capace di smaltire alla pressione di lavoro il vapore che può esser prodotto, il numero degli accessori (1 manometro, 2 indicatori di livello di cui uno a tubo di vetro) richiede una prova idraulica eseguita da periti governativi al doppio della pressione di lavoro se questa è inferiore a 5 atmosfere ed eguale alla pressione di lavoro + 5 atm. in su, e stabilisce visite periodiche esterne ogni due anni, interne ogni quattro. Il regolamento però, permettendo che visite e prove di generatori appartenenti ad associazioni fra utenti di caldaie possano essere eseguite dai loro agenti tecnici, riserva all'iniziativa privata un campo fecondo e legittimo.

Infatti, come si era fatto da tempo all'estero, anche in Italia sotto le ali del nuovo regolamento si sono costituite della Associazioni fra utenti di caldaie a vapore, allo scopo di effettuare le prove dei generatori richieste dal regolamento: le visite regolari dei medesimi. In alcuni casi, e giustamente, lo scopo di queste associazioni si è allargato fino alla esecuzione delle prove sperimentali intese a promuovere la economia nel consumo di vapore, ed a costituire nelle società stesse delle Casse d'assicurazione contro i danni degli accidenti eventuali delle caldaie.

Evidentemente il solo scopo di supplire con periti proprii ai periti governativi non giustificherebbe interamente la vita delle associazioni. Il pericolo della esplosione non è certamente l'elemento precipuo che deve aversi di mira; la legge, che si inspira alle ragioni della sicurezza e dell'incolumità pubblica, non deve nè può avere altro obbiettivo; ma le associazioni libere fra gli utenti devono cercare che l'intervento periodico e frequente di un personale esperto, ed al corrente di ogni progresso, nell'esercizio dei generatori, il quale eseguisca razionali esperienze sulla combustione, sul consumo di combustibile, sulla produzione di vapore, sulle acque di alimentazione, ecc. possa essere fonte di un reale beneficio economico.

CAPITOLO XI.

MACCHINE A VAPORE

MOTRICI A VAPORE MONOCILINDRICHE

§ 1.

Generalità sulle motrici a vapore.

1. Disposizioni principali delle motrici a vapore. — Le motrici a vapor acqueo, a cilindro fisso verticale od orizzontale, a doppio effetto, con movimento dello stantuffo rettilineo alternato mediante meccanismo principale a manovella di spinta rotativa, costituiscono il tipo generalmente impiegato nell'industria, e del quale ci occupiamo in modo speciale. Esso dà luogo alla seguente classificazione:

1.° *Motrici senza condensazione od a condensazione:* secondo che il vapore, compiuta la fase motrice, si scarichi nell'atmosfera, o in una capacità chiusa (condensatore) nella quale viene rapidamente condensato. L'atmosfera od il condensatore costituiscono il *refrigerante* necessario a compiere il ciclo d'una motrice termica. La prima dà un refrigerante teorico a 100°, il secondo, se vi corrisponde il vuoto assoluto, un refrigerante a 0°. La condensazione, abbassando la temperatura minima del ciclo, aumenta il coefficiente economico della motrice; essa complica tuttavia la costruzione ed esige un dispendio di lavoro, che è però, nei casi ordinarii, inferiore al beneficio reale.

2.° *Macchine mono o poli-cilindriche.* Nelle prime la motrice è costituita da un sol cilindro ed il vapore compie in esso intero il proprio ciclo, scaricandosi poi nell'atmosfera o nel condensatore. Le seconde ponno suddividersi in due gruppi. Si chiamano *gemelle* se i cilindri, in numero di due o tre collegati mediante il meccanismo principale allo stesso albero motore, funzionano ciascuno come per una motrice semplice, talchè per la disposizione delle manovelle (per 2 cilindri a 90°, per 3 a 120°) il sistema si presta a superare i punti morti con un peso minimo del volano.

Hanno invece nome di motrici ad *espansione multipla*, se il vapore non compie intera la fase motrice nel primo cilindro, ma la compie in uno o più cilindri successivi di *diametro crescente.* Vi appartengono le macchine *Woolf e Compound* (a 2 cilindri), le *macchine a tripla e qua-*

drupla espansione (ordinariamente a tre ed a quattro cilindri), così disposte, qualunque sia il numero dei cilindri, da imprimere d'ordinario movimento ad un medesimo albero motore. La loro importanza industriale si è in questi ultimi anni fatta assai notevole.

Le motrici a vapore con stantuffo dotato di moto rettilineo *a semplice effetto*, con o senza condensazione, e con o senza espansione multipla, e le motrici a vapore con *stantuffo rotativo*, per la specialità del loro impiego, saranno esaminate in capitolo speciale. Lo stesso dicasi delle motrici in cui il fluido motore agisce, non per pressione, ma per forza viva, come avviene nelle *turbine a vapore*, che si sono assai diffuse in questi ultimi anni.

2. Fasi di azione del vapore, meccanismi relativi. — Il funzionamento del vapore nel cilindro di una motrice (e quanto diciamo, ha pieno carattere di generalità) avviene sopra una delle faccie dello stantuffo colle seguenti fasi (fig. 486).

Fig. 485.

1.° Presa di vapore dal generatore e introduzione nel cilindro a piena pressione, per un certo tratto S_1 della corsa S dello stantuffo. Il rapporto fra il volume occupato dal vapore introdotto ed il volume del cilindro (o meglio generato dallo stantuffo) dicesi *grado di ammissione a piena pressione* o semplicemente *grado di ammissione*.

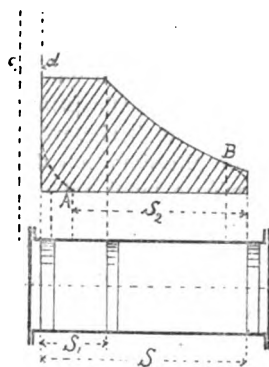
2.° Chiusura della introduzione ed inizio della fase di *espansione*: lo stantuffo compie la propria corsa in virtù della forza espansiva del vapore introdotto, la cui pressione va diminuendo col procedere dello stantuffo.

3.° Apertura dello *scarico*: la pressione del vapore discende alla pressione della capacità di scarico (atmosfera o condensatore), ed il vapore viene espulso poi dal cilindro nella fase di ritorno per una determinata lunghezza S_2 in cui dura liberamente lo scarico.

4.° Chiusura dello scarico compiuta la corsa di ritorno S_2, e quindi fase di *compressione* del vapore rimasto nel cilindro, per la corsa $S - S_2$.

Da questo punto ricominciano le quattro fasi indicate sulla faccia dello stantuffo considerata, fasi che si producono in senso inverso sull'altra faccia nelle macchine a doppio effetto.

Ad evitare gli inconvenienti che, per l'inerzia delle masse si verificano al cambiamento di senso nel moto ad ogni estremo di corsa, si aggiungono alle fasi indicate altre due di brevissima durata, facendosi avvenire la *introduzione* o *l'ammissione* di vapore e lo *scarico* alquanto prima che lo stantuffo abbia raggiunto la estremità della corsa (per esempio la introduzione in A e lo scarico in B); si chiamano queste fasi *anticipazioni o precessioni allo scarico od all'ammissione*, e si esprimono in frazione di corsa.

Lo spazio esistente fra lo stantuffo ad ogni estremo di corsa e l'organo col quale si fa avvenire la apertura e la chiusura dell'ammissione

dicesi *spazio nocivo* (*c d* nella fig. 486); viene ordinariamente espresso in frazione di corsa, supponendo di rappresentarlo con un cilindro avente la medesima sezione del cilindro motore.

Le fasi indicate si fanno avvenire mediante otturatori manovrati con disposizioni cinematiche, comandate dall'albero motore, che prendono nome di *meccanismi della distribuzione* e che saranno con dettaglio esaminati nel successivo capitolo.

Oltre ai meccanismi della distribuzione si hanno nelle motrici a vapore gli organi regolatori e precisamente i *volani ed i regolatori a forza centrifuga.* Con questi ultimi si può equiparare il lavoro motore al lavoro resistente utile, per una data velocità, agendo sugli organi della distribuzione per modificare il grado di ammissione (regolatori ed espansione variabile). L'uso di far agire il regolatore sopra la valvola di introduzione strozzando il vapore e scemandone la pressione all'ammissione è quasi abbandonato, salvo nelle piccole motrici.

Premesse queste indicazioni, iniziamo senz'altro lo studio della macchina a vapore, il quale dovrà assumere proporzioni corrispondenti all'importanza della prima motrice industriale moderna. Malgrado ciò, e benchè sotto il riguardo costruttivo essa abbia raggiunto un grado di perfezione altissimo, noi dovremo riconoscere che il suo studio sperimentale e teorico è lungi dall'essere completo; il che, se influisce sulla determinazione del lavoro indicato e sulle dimensioni da assegnare ad una macchina, una influenza ancora più grande esercita sulla cognizione a priori del consumo di vapore.

§ 2.

Esame teorico e sperimentale delle macchine a vapore mono-cilindriche.

3. Macchina a vapore ipotetica funzionante con un ciclo di Carnot. — Importa in primo luogo riconoscere di quanto, in una motrice a vapore saturo, le fasi del ciclo reale precedentemente esaminato si al-

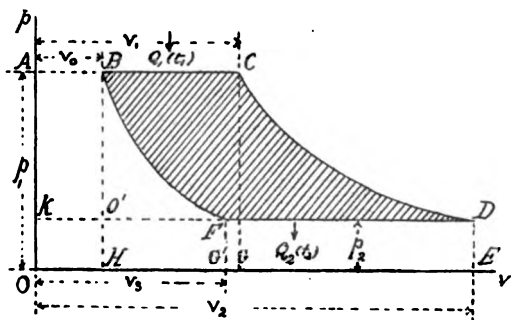



Fig. 487.

lontanino, fra dati limiti di temperatura, da quelle del ciclo ideale che fornisce il lavoro disponibile.

Facciasi perciò l'ipotesi che le fasi reali (vedi numero precedente) sieno sostituite da quelle di un ciclo Carnot (fig. 487).

Dalla caldaia, alla pressione p_1 (kg. per mq.) ed alla temperatura centigrada t_1, è ammesso nel *cilindro* un peso G di vapore a titolo x (per kg.) sì che esso contenga $(1 - x_1)$ kg. d'acqua ed esiga alla sua produzione il calore

$$Q_1 = G\, x_1\, r$$

(vedi r a pag. 372). La *isotermica* del vapor saturo $A\,C$, prima linea del ciclo, è parallela all'asse delle v, la sua frazione $A\,B$ rappresenta il volume del vapore, ridotto allo stato d'acqua alle condizioni $p_1\, t_1$. Il lavoro ricavato è

$$p_1\,(v_1 - v_0) = A\,C\,G\,O - A\,B\,H\,O.$$

Si espanda poi il vapore, sospesa l'ammissione, *adiabaticamente*, fino a D $(t_2,\ p_2,\ v_2)$. Il titolo del vapore si è abbassato ad x_2. Il lavoro di espansione è dato dall'area $C\,D\,E\,G$. Nella fase di ritorno dello stantuffo, mediante impiego di lavoro esterno, il fluido viene respinto nel condensatore la temperatura t_2 e pressione p_2) lungo *l'isotermica* $F\,D$; se ne rimane il volume v_3 (a titolo x_3) il lavoro esterno è

$$- p_2\,(v_2 - v_3) = -\,(O\,K\,D\,E - O\,K\,F\,G').$$

Il vapore alla pressione p_2 e temperatura t_2 ha un titolo x_2 talchè il calore dal refrigerante (il condensatore) è

$$Q_2 = G\,(x_2 - x_3)\, r_2.$$

Se nel condensatore esiste una pompa che, dalle condizioni t_2, p_2, v_3 ritorni il vapore *adiabaticamente* allo stato iniziale percorrendo la curva $F\,B$, e respingendolo quindi allo stato liquido in caldaia, essa avrà richiesto un lavoro $= B\,H\,G'\,F$. La somma di questi lavori è rappresentata dall'area tratteggiata $B\,C\,D\,F = L$.

Si indichino con T_1 e T_2 le temperature assolute delle fasi isotermiche.

Ora, per l'adiabatica $C\,D$, si ha:

$$a_1 + \frac{x_1\, r_1}{T_1} = a_2 + \frac{x\, r_2}{T_2}$$

e per l'adiabatica $F\,B$, considerando che il fluido che si trova in F col titolo x_3 si riduce in B allo stato d'acqua, cioè col titolo $x = 0$ sarà

$$a_1 = a_2 + \frac{x_3\, r_2}{T_2}$$

sottraendo le due relazioni si ricaverà;

$$x_1\, r_1 = \frac{T_1}{T_2}\, r_2\,(x_2 - x_3)$$

e, per le equazioni precedenti,

$$Q_1 = G\, x_1\, r_1$$

e

$$Q_2 = G\,(x_2 - x_3)\, r_2$$

si otterrà:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

quindi

$$AL = Q_1 - Q_2 = Q_1\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right);$$

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1}. \tag{1}$$

La attuazione pratica del ciclo di Carnot non sarebbe effettuabile in un unico cilindro. Si può concepirne meglio la realizzazione, benchè lontana a sua volta dall'essere pratica, collo schema della fig. 488.

AB è il generatore di vapore, costituito da un sistema tubulare AA, inviluppato da un vaso B nel quale si trova un fluido ad alta temperatura, cedente calore all'acqua del fascio tubulare in modo da trasformarla in vapore. Un secondo fascio tubulare EE forma il refrigerante o conden-

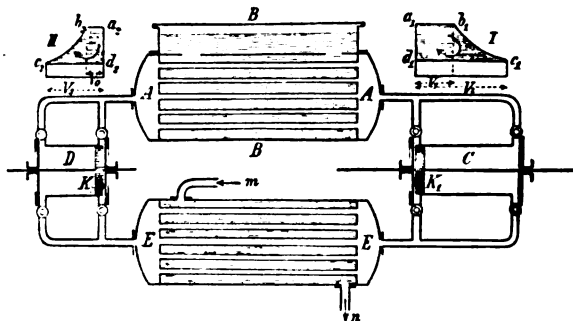



Fig. 488.

satore, che contiene del pari acqua e vapore a temperatura più bassa; la bassa temperatura è mantenuta colla circolazione mm sì da costituirne un condensatore a superficie. I due cilindri C e D sono provvisti degli stantuffi K_1 K_2 e sono provvisti dei convenienti organi distributori. Il cilindro C forma il cilindro di lavoro o di espansione, il secondo cilindro D, che non si trova in tale disposizione nelle macchine a vapore reali, forma il cilindro di compressione ed alimentazione. Nel generatore si ha la pressione costante p_1 e la temperatura T_1, nel condensatore la pressione p_2 e la temperatura T_2 costante. Il cilindro C compie l'ammissione $a_1\,b_1$, e la fase di espansione $b_1\,c_1$; il vapore scaricato da C, passato per $E\,E$, è compresso adiabaticamente da D lungo la $c_2\,b_2$ ed occupa alla fine in forma d'acqua il volume $b_2\,a_2 = V_0$. Rovesciando il diagramma II sul diagramma I si ha quello della fig. 487.

Le conclusioni teoriche che si ricavano sono evidentemente le stesse che nel caso precedente.

Notisi intanto che l'effetto utile cresce con T_1 e p_1; scema col crescere di T_2 e di p_2. Si osservi poi che:

1.° Il lavoro disponibile è più influenzato da piccoli aumenti di p_2 che da sensibili diminuzioni di p_1; onde dovrà curarsi il vuoto nel condensatore.

Infatti per

$$p_1 = 10 \text{ at.} \quad (t_1 = 180.3); \quad p_2 = 0.1 \quad (t_2 = 46.2) \quad \eta = 0.296$$
$$p_1 = 10 \quad (t_1 = 180.3); \quad p_2 = 0.2 \quad (t_2 = 60.45) \quad \eta = 0.264$$
$$p_1 = 6.2 \quad (t_1 = 160.7); \quad p_2 = 0.1 \quad (t_2 = 46.2) \quad \eta = 0.264.$$

2.° Nelle macchine senza condensatore si può solo raggiungere l'effetto economico di quelle a condensazione per alte pressioni di caldaia; e in genere, la condensazione del vapore di scarico è tanto più vantaggiosa quanto più bassa è la pressione in caldaia.

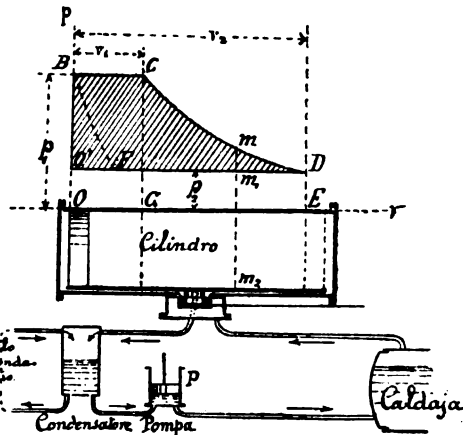
Questi risultati, dedotti dal ciclo di massimo effetto, hanno un carattere generale. Ma il ciclo effettivo delle macchine a vapore se ne allontana notevolmente.

4. Macchina a vapore a ciclo reale con fasi isotermiche ed adiabatiche. — La successione delle fasi reali avviene in una macchina nel modo che indica la figura 489; da essa risulta che la *chiusura* del ciclo reale di una motrice a condensazione richiede che sieno raccolti in un fascio i fenomeni che avvengono dalla presa del peso G di vapore dalla caldaia, al ritorno dello stesso nella medesima allo stato liquido.

Fig. 489.

I periodi di ammissione isotermica $B\ C$, e di espansione adiabatica $C\ D$ (che per confrontare il ciclo reale coll'ideale si spinge fino al punto D, cui corrisponde la temperatura del refrigerante) avvengono (salvo le circostanze che accenneremo in appresso) in un modo eguale a quelli del ciclo ideale. La compressione isotermica (a p_2) non si arresta però al punto F; ma (astrazione fatta dalla piccola fase di compressione della fig. 486) il fluido è spinto nel condensatore fino all'estremo di corsa, cioè la compressione isotermica dura pel tratto $D\ O'$. In seguito la pompa P respinge il fluido condensato a volume costante (che per 1 kg. d'acqua è $\sigma = 0{,}001$) nella caldaia, compiendo l'ultima fase di compressione fuor del cilindro, e consumando per ogni kg. d'acqua il lavoro $(p_1 - p_2)\ \sigma$, che va sottratto all'area tratteggiata. Di qui le fasi si riproducono. Le due compressioni che chiudono il ciclo avvengono perciò in modo diverso che nel ciclo ideale.

Notiamo fin d'ora che il lavoro effettivo, come risulta dall'area tratteggiata, riesce maggiore che col ciclo ideale; *ma l'unità di lavoro ha richiesto anche una spesa di calore maggiore.*

Perchè il ciclo ora svolto si possa supporre verificato, devesi ammettere, chè il peso di fluido nel condensatore sia rimasto invariato, e

che la pompa di compressione lo respinga per intero in caldaia; questo può verificarsi nei *condensatori a superficie;* non nei condensatori comuni a getto d'acqua (a miscela) nei quali il peso del liquido aumenta e la pompa ne prende solo una porzione, eguale a quella del fluido introdotto nel cilindro, il di più scaricandosi ad altri usi. In tal caso il condensatore dà luogo ad un ciclo secondario per l'acqua che vi entra fredda e ne esce calda a peso costante, ed alla cui effettuazione intervengono agenti estranei alla macchina. Se poi la macchina non ha condensazione, tra il fluido che si scarica nell'atmosfera, e la pompa che aspira acqua, con o senza riscaldatore, interviene una serie di fenomeni naturali i quali concorrono a rendere chiuso il ciclo della motrice.

I diagrammi delle fig. 487 e 489 dànno la misura del lavoro sviluppato; essi però per la loro apparenza esterna richiedono una spiegazione. Che l'effetto utile del nuovo ciclo reale sia necessariamente minore di quello del ciclo ideale può essere ammesso a priori; aggiungiamo però che mentre la compressione adiabatica del ciclo di Carnot lungo la BF parte da una miscela di acqua e vapore a t_2 per darci in B acqua solo a t_1 e p_1; le due compressioni nel ciclo reale ci dànno: colla prima (isotermica) acqua sola a t_2 e p_2, e colla seconda la riduzione di detta acqua a volume e temperatura costante t_2 fino alla pressione p_1. Quindi dovrà quest'acqua a p_1 essere a spese di nuovo calore portata a t_1. Il maggior lavoro ottenuto BFO, non compensa, come risulta in appresso dalla determinazione del coefficiente di effetto utile, la maggior spesa di calore richiesta, o in altri termini il maggior assorbimento di calore fatto dal refrigerante nel ciclo reale.

Il lavoro in questo raccolto è

$$L = BCGO + CGED - O'DEO - L_{IV}$$

lavoro di compressione in caldaia del vapore condensato

$$(p_1 - p_2)\sigma = L_I + L_{II} - L_{III} - L_{IV};$$

e rappresenta il lavoro di 1 kg. di vapore.

Se con v, u, σ si indicano i volumi specifici del vapor umido saturo, secco, e dell'acqua, applicando loro gli indici che corrispondono alla temperatura relativa, e considerato σ come costante, si ha:

$$L_I = p_1 v_1 = p_1 (\sigma + x_1 u_1), \quad L_{II} = {}^1/_A (q_1 - q_2 + x_1 \varrho_1 - x_2 \varrho_2),$$

$$L_{III} = p_2 v_2 = p_2 (\sigma + x_2 u_2), \quad L_{IV} = (p_1 - d_2)\sigma$$

quindi

$$AL = q_1 - q_2 + x_1(\varrho_1 + Ap_1 u_1) - x_2(\varrho_2 + Ap_2 u_2) = q_1 - q_2 + x_1 r_1 - x_2 r_2. \quad (2)$$

In questa relazione x_2 deve essere determinato in funzione di x_1, t_1, t_2 (ovvero p_1 e p_2). Nelle formule da noi date per le variazioni adiabatiche risulta che posto $a = \int_0^t \frac{dq}{T}$ e detta T la temperatura assoluta

$$a_2 + x_2 \frac{r_2}{T_2} = a_1 + x_1 \frac{r_1}{T_1}.$$

cioè

$$x_2 r_2 = (a_1 - a_2) T_2 + x_1 r_1 \frac{T_2}{T_1}$$

$$A L = q_1 - q_2 + x_1 r_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) - (a_1 - a_2) T_2 .$$

Il calore ceduto dalla sorgente (caldaia) è

$$q_1 + x_1 r_1 - q_0 ,$$

se q_0 è la quantità di calore posseduta dall'acqua di alimentazione riscaldata a t_0. Se si fosse eseguito un ciclo ideale il lavoro raccolto (lavoro disponibile L_0) si avrebbe da

$$A L_d = (q_1 + x_1 r_1 - q_0) \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right).$$

Il coefficiente di effetto utile $\frac{L}{L_d}$ per la imperfezione del ciclo reale è quindi dato da:

$$\frac{L}{L_d}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{q_1 - q_2 + x_1 r_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) - (a_1 - a_2) T_2}{(q_1 + x_1 r_1 - q_0)} . \qquad (3)$$

Nell'ipotesi $q_0 = q_2$ (cioè $t_0 = t_2$) ed $x_1 = 1$, si ha:

	p_1 atmosf.	p_2 atmosf.	t_1 cent.	t_2 cent.	L/L_d	$1 - T_2/T_1$	$L/L_d (1 - T_2/T_1)$
Senza condens.°	3	1	133.9	100	0 969	0.083	0.08
	5	1	152.2	100	0.954	0.123	0.017
	10	1	180.3	100	0.931	0.177	0.165
A condens.°	3	0.1	133.9	46.2	0.933	0.216	0.201
	5	0.1	152.2	46.2	0.921	0.249	0.229
	10	0.1	180 3	46.2	0.903	0.296	0.267.

Il valore di $\frac{L_d - L}{L_d}$ (perdita centesimale per imperfezione del ciclo) oscilla fra il 3 e il 10 % nelle condizioni esposte; ma può essere maggiore e variare fra i valori estremi pratici del 20 al 3 %. Dalla (3) si deduce ancora che, pel massimo effetto, *conviene scaldare l'acqua di alimentazione alla massima temperatura* t_1, e che, all'*introduzione*, il vapore sia possibilmente *saturo ed asciutto*.

Notisi che le condizioni di rendimento massimo del fluido sono le stesse che nella macchina ideale, cioè risiedono nello aumentare il salto di temperatura, ed il rapporto $\frac{T_1 - T_2}{T_1}$. Non è detto però che il rendimento pratico totale segua la stessa legge. Può avvenire in fatto che le perdite estranee all'imperfezione del ciclo aumentino, nel tempo stesso che cresce il rendimento del fluido, in tale proporzione che scemi la utilizzazione totale. Questo fatto è ad esempio constatato dall'esperienza che dimostra

che per ogni macchina di dato tipo esiste un rapporto di espansione più vantaggiosi, al di là del quale ogni aumento di $T_1 - T_2$ si traduce in un aumento delle condensazioni iniziali all'interno del cilindro. Se fosse possibile impedire le perdite esterne ed interne ed accrescere nello stesso tempo $T_1 - T_2$ la macchina reale si troverebbe per rispetto al rendimento nelle stesse condizioni che la macchina ideale; ed è verso tale scopo che tendono tutti i progressi realizzati nelle macchine a vapore; si è infatti potuto, entro certi limiti, scemare le perdite, mentre si aumentava insieme la pressione, il grado di espansione e la differenza di temperatura.

5. Perdite di lavoro in una motrice reale. — Le perdite di lavoro che si verificano in una motrice a vapore hanno nel loro insieme un valore assai più elevato di quella che risulta dal ciclo supposto al numero precedente.

In realtà: le fasi successive del vapore diversificano da quelle ammesse per le seguenti cause che influiscono nel senso di diminuire il peso termico ed il salto di temperatura disponibile. E cioè:

1.° *a*) *b*). *Resistenze al movimento del vapore* dalla caldaia al cilindro e da questo al condensatore o all'atmosfera, per strozzamenti, resistenze d'attrito, ecc.

1.° *Perdite di calore per conduttività e radiazione esterna.*

2.° *Espansione incompleta;* la lunghezza del cilindro (limitata alla linea $m_1 m_2$), è tale che, per data ammissione, la curva dell'espansisne non possa discendere (vedi fig. 489) fino al punto D cui corrisponderebbe la pressione di scarico. Si perde così il lavoro che corrisponde all'area $m m_1 D$.

3.° *Spazio nocivo* (e grado di compressione).

4.° *Anticipazioni all'ammissione ed allo scarico.*

5.° *Fughe di vapore* negli organi della distribuzione e sullo stantuffo.

6.° *Effetti termici vicendevoli tra il vapore e le pareti metalliche del cilindro,* i quali alterano le fasi di cui si suppone costituito il ciclo.

Devesi aggiungere la perdita che dipende dalle resistenze passive e che dà luogo al coefficiente organico della macchina.

Il valore reale totale delle perdite che hanno luogo nelle macchine a vapore è stato determinato con rigore. Si può dire in generale che il rendimento pratico totale viene da 15 a 16 % nelle circostanze più favorevoli, e scende sotto 5 % nelle circostanze meno favorevoli. Una motrice perfetta (ciclo di Carnot) col rendimento eguale all'unità consumerebbe chg. 1.020 di acqua d'alimentazione per cavallo ora; le migliori macchine ne richiedono cinque volte tanto. Per le macchine monocilindriche di grandi dimensioni si garantiscono da 10 a 12 chg.; nelle piccole il consumo è più elevato.

L'influenza di queste cause deve essere specificatamente esaminata.

6. 1.° Perdite di lavoro, per raffreddamento, resistenza di attrito e strozzamenti nelle condotte. — Le perdite di calore per raffreddamento esterno del vapore nei tubi, dalla caldaia al cilindro, considerate per sè sole, non producono diminuzione nella pressione iniziale del medesimo; esse danno luogo a condensazione di vapore e ne dimi-

nuiscono il titolo Le resistenze di attrito lungo i tubi producono invece abbassamento di pressione. Le due perdite, distinte e sensibili, sono legate a condizioni opposte: una diminuzione nel diametro dei tubi scema la perdita di calore per raffreddamento, ma aumenta la perdita di pressione per resistenza di attrito.

a) *Perdite per raffreddamento:* si determinano, note le condizioni del vapore agli estremi della condotta, ed il peso sottratto nell'unità di tempo dagli scaricatori d'acqua. Per un calcolo a priori del calore così perduto mancano esperienze sufficienti. Si può per approssimazione ritenere che il peso P in kg. di vapore condensato, per ora e per mq. di superficie della parete interna del tubo metallico (ghisa, ferro, rame) sia dato in condizioni medie da

$$P = 0.706 + 0.09\,p,$$

essendo p la pressione della condotta in atmosfere; donde può aversi la perdita di calore

Fig. 490.

per ora e per mq. della Pr (v. il valore di r a pag. 372). Può anche usarsi la formola $Pr = \alpha\,(t - t_1)$, t essendo la temperatura del vapore, t_1 quella dell'ambiente ed α un coefficiente variabile da $4 \sim 4.5$. La perdita si rende minore riparando con materiale coibente la superficie esterna del tubo.

b) *Perdite di pressione del vapore nei tubi:* si esprimono in kg. per mq. colla

$$p_z = \gamma\,\lambda\,\frac{l}{d}\,\frac{V^2}{2g} = 0.0015\,\gamma\,\frac{l}{d}\,V^2; \tag{4}$$

γ medio peso specifico del vapore, l la lunghezza del tubo, d il suo diametro, V la velocità del vapore.

Per *moderate lunghezze di condotta* ($l < 25^m$) si assume $V = 20^m \sim 40^m$; il peso di vapore P che scorre al 1″ nella condotta sarà

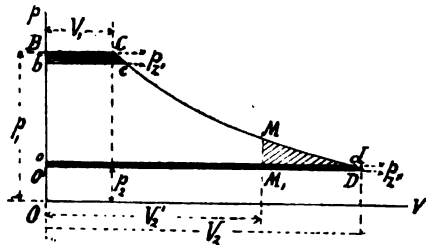
$$P = \gamma\,\frac{\pi\,d^2}{4}\,V \quad \text{quindi} \quad p_z = 0{,}0015\,\gamma\,\frac{l\,V^2}{2}\sqrt{\frac{\gamma\,\pi\,V}{P}} = 0.00075\,l\sqrt{\frac{\gamma^3\pi\,V^5}{P}} \tag{5}$$

P può aversi quando sia dato il consumo di vapore G per cavallo indicato N_i, e per ora, escluse le perdite per raffreddamento, colla

$$P = (G\,N_1) : 3600.$$

Le perdite di pressione nei tubi di ammissione e scarico sono aumentate dalle loro curvature e dagli strozzamenti di sezione.

Si ha, per queste cause, una minor pressione disponibile all'ammissione, ed una maggiore contropressione allo scarico, quindi una diminuzione di lavoro, sul diagramma teorico (fig. 490) rappresentata dalle aree tratteggiate $BCcb$, $O'Ddo$, ed il cui valore è rispettivamente $P_{z'}\,V_1$ e $P_{z''}\,V_2$, cioè per ogni kg. di miscela introdotta nel cilindro

$$L_1 = p_{z'}\,(\sigma + x_1\,u_1), \quad L_1' = p_{z''}\,(\sigma + x_2\,u_2). \tag{6}$$

Il rapporto di queste due quantità con L_d (vedi pag. 517) darebbe il coefficiente di effetto utile che ne consegue; coi valori ordinarii di $p_{z'}$ ($= 1/_4 \sim 1/_{10}$ della pressione massima p_1) e di $p_{z''}$ ($= 1/_8$ di atmosfera circa) i valori di L_1/L_d ed L_1'/L_d si ponno facilmente calcolare; essi variano in totale dal 2 al 6 % del lavoro disponibile della motrice. Tali perdite sono del resto accusate dai diagrammi dell'indicatore.

c) *Perdite di calore esterne.* Le perdite di calore per conduttività ed irradiazione hanno luogo fra il cilindro e l'intelaiatura, sui fondi e sulla parete esterna al contatto coll'aria, e per opera dello stelo alternativamente riscaldato e raffreddato. Queste perdite sono state di rado rilevate sulle macchine e gli autori sono discordi nell'apprezzarne il valore. Si diminuiscono coprendo la superficie dei cilindri esposti all'aria con feltro, tela d'amianto, legno, composti magnesiaci od altre sostanze cattive conduttrici, che si coprono di legno verniciato, lamiere dipinte od ossidate. I fondi del cilindro non sono coperti, ma vengono torniti e politi per scemare l'irradiazione. Si valutano queste perdite al massimo al 2 % del calore totale fornito nelle grandi macchine. Il più delle volte però si ritengono trascurabili.

***7.* 2.° Perdita per incompleta espansione.** — Di rado è data al cilindro lunghezza sufficiente per sviluppare all'intero la curva d'espansione e ciò per evitare lunghezze eccessive del cilindro e per impedire che per piccole ammissioni gli sforzi motori abbiano valori troppo diversi agli estremi di corsa. D'altra parte la variabilità del grado di espansione suppone che il più delle volte debba essere incompleta la curva che la rappresenta. Se il diagramma si chiude sull'ordinata $M M_1$ (fig. 490) il lavoro perduto sarà per ogni kg. di vapore

$$\left.\begin{aligned} L_{11} &= 1/_A(q_m - q_2 + \varrho_m x_m - \varrho_2 x_2) - p_2 (V_2 - V_2') = \\ &= 1/_A(q_m - q_2 + \varrho_m x_m - \varrho_2 x_2) - p_2 (u_2 x_2 - u_m x_m) \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

colla equazione fondamentale della curva adiabatica $a + \frac{x r}{T} =$ costante, i vari valori inclusi nella formola possono essere determinati; nei casi ordinarii il rapporto L_{11}/L_d può salire a 0.15 ~ 0.30; è quindi questa rispetto al ciclo teorico una perdita notevole.

Siccome le varie perdite sono strettamente connesse fra loro, accenneremo fin d'ora che l'influenza termica delle pareti, quale sarà esaminata in appresso, è cagione che non si possa ottenere dall'espansione prolungata il beneficio che se ne potrebbe attendere. Se l'espansione è prolungata di troppo, le perdite dovute all'emissione di calore dalle pareti nello scarico aumentano assai più rapidamente che il beneficio che può risultare dalla conversione di una più grande quantità di calore di lavoro.

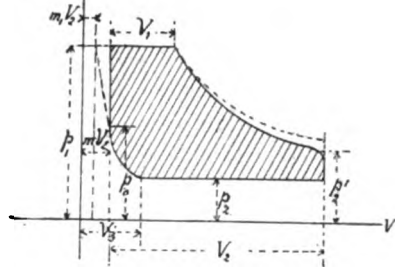
***8.* 3.° Perdite per spazio nocivo (grado di compressione).** — Lo *spazio nocivo* (spazio intercetto fra lo stantuffo all'estremo di corsa e l'organo col quale si comanda la luce d'introduzione del vapore) viene rappresentato con una frazione m (fig. 491) del volume generato dallo stantuffo $m \pi d^2 S$ ($= m V_2$) ove d è il diametro del cilindro ed S la corsa. L'esistenza dello spazio nocivo dà luogo ai seguenti fenomeni.

Alla fine dello scarico (se non si verifica anticipazione all'ammissione nè fase di compressione) il vapore occupa lo spazio nocivo $m V_2$ alla pressione p_2, ridotto poi alla pressione p_1, nello spazio $m_1 V_2$, del vapore fresco di ammissione. La legge di tal compressione è ignota. Ad essa si accompagnano i seguenti due fatti: 1.° sottrazione di calore al vapore ammesso per compiere il lavoro di compressione e quindi parziale condensazione del medesimo; 2.° impiego di un volume di vapore

$$m V_2 - m_1 V_2$$

(che dicesi *volume dello spazio nocivo ridotto*) che non producendo spostamento dello stantuffo non produce lavoro esterno. Se la fase di compressione, in uso ordinario nelle motrici, ha spinto il vapore, rimasto nel cilindro, alla pressione p_0, il nuovo vapore avrà completato la detta compressione fino a portare ad $m_1 V_2$ il volume di vapore rimasto, e per essere $V_2 > m V_2$, sarà il valore di $m_1 V_2$ quando esista fase di compressione maggiore dello stesso valore quando non esista, quindi più piccola la differenza $(m V_2 - m_1 V_2)$ e minore il vapore inizialmente consumato. Con opportuno valore di V_3 (aumentando cioè la fase di compressione) può ridursi nullo il volume dello spazio nocivo ridotto. Si osservi però che il volume di vapore dello spazio nocivo concorre con quello di ammissione alla fase di espansione; sarà

Fig. 491.

$$p_1 (V_1 + m V_2)^{\mu} = p_2{}' (V_2 + m V_2)^{\mu},$$

e la linea di espansione riesce più sollevata producendo un maggior lavoro esterno di quello che corrisponderebbe al solo peso di vapor umido che il volume V_1. Questo beneficio si risente però solo per espansione molto prolungata.

Potrà quindi essere tolta la perdita per spazio nocivo con sufficiente grado di espansione e di compressione. Nei casi ordinarii essa sussiste però in misura che può variare dal 5 al 10 % del lavoro disponibile; $L^{III}/L_d = 0.05 \sim 0.1$. In ogni caso conviene sia minimo lo spazio nocivo, o quanto meno elevato il grado di compressione.

9. 4.° *Precessioni all'ammissione ed allo scarico.* — Queste due fasi concorrono all'andamento regolare della macchina; esse sono anche richieste dal tempo necessario perchè, al principio ed alla fine della corsa, il vapore esistente nel cilindro si ponga in equilibrio colla pressione della caldaia e quella del condensatore; quest'ultima deve estendersi al volume dell'intero cilindro; quindi la precessione allo scarico sarà maggiore di quella dell'ammissione (fig. 492).

Le due precessioni diminuiscono l'area del diagramma. Se in N comincia lo scarico, il residuo della corsa (corrispondente a $V_2 - V_1'$)

viene compiuto con abbassamento rapido della pressione, quindi con un minor sviluppo di lavoro esterno. Se al punto H della fase di compressione (sul volume residuo $V_2 - V_2'$) si verifica l'ammissione, occorre un minor lavoro esterno per far compiere allo stantuffo l'ultimo tratto di corsa contro la pressione sopraveniente. Così mentre l'area del diagramma è limitata dalla HB, il fluido rimasto subisce per effetto del nuovo vapore lo compressione lungo la HR_1.

Le due perdite non sono calcolabili con esattezza, se non è nota la legge delle curve ND ed HB; sono tuttavia di poca entità e connesse

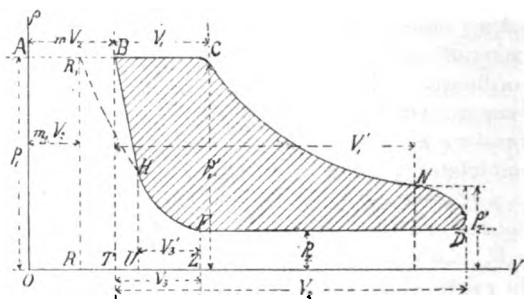



Fig. 492.

al regolare funzionamento della motrice; se i lavori perduti che vi corrispondono si esprimono con L_{IV}, si ha $L_{IV}/L_{i} = 0.02 \sim 0.04$; essi sono maggiori nelle macchine veloci ed influenzati dal buon funzionare della distribuzione.

10. 5.° ***Fughe attraverso lo stantuffo e gli organi della distribuzione.*** — L'effetto di una fuga di tal specie sarebbe di far comunicare in modo continuo o discontinuo il vapore d'ammissione col vapore dello scarico, quindi non solo di aumentare il valore della contropressione p_2 e di abbassare la linea dell'espansione, ma ancora di far passare allo scarico una data quantità di vapore senza che essa abbia agito sopra lo stantuffo motore. A queste fughe si è dato in passato una importanza grandissima, affine a giustificare la grande differenza che corre fra il consumo teorico ed effettivo di vapore. Ma l'esistenza di tali fughe, in misura sensibile, non è giustificata da alcun dato pratico; anzi si può senz'altro affermare che nelle macchine ben costrutte esse sono inapprezzabili. In ogni caso vi corrisponderà, per quanto piccola, una perdita di lavoro L_V.

11. 6.° ***Effetti termici vicendevoli fra il fluido motore e le pareti del cilindro.*** — I fatti finora esaminati giustificano solo in piccola parte le differenze che si riscontrano *tra il reale consumo di vapore speso a sviluppare il lavoro indicato, ed il lavoro disponibile che detto vapore sarebbe capace di fornire.* Il fluido motore, posto in una condizione di equilibrio, per stato fisico, instabile, giustifica la possibilità di un consumo di calore che il diagramma dell'indicatore non accusi; se nel cilindro si producono condensazioni, e l'acqua condensata passi allo scarico senza aver agito in forma di vapore sullo stantuffo, è evidente che una data

quantità di vapore dovrà essersi consumata senza beneficio alcuno di lavoro esterno.

La pratica aveva da tempo constatato: 1.° *che il consumo di vapore teorico quale può dedursi dal volume della corsa a piena pressione avrebbe dovuto essere assai inferiore al consumo reale* (in misura della metà ed anche oltre); 2.° *che malgrado questo fatto il disperdimento di calore all'esterno è quasi nullo* cioè dal 0.5 ~ 1 %; 3.° *che la curva di espansione si svolge mantenendosi più alta della curva adiabatica*, rappresentata cioè da una equazione $p v^{\mu} =$ cost. nella quale l'esponente μ è minore di quello della adiabatica.

La spiegazione di tali fatti riposa sulla nozione degli scambi di calore fra il vapore e le pareti. Noi esamineremo con dettaglio questa parte interessante del problema che ci occupa, cui è stato dato dalla moderna letteratura tecnica e dalle esperienze calorimetriche un notevole sviluppo.

I fenomeni che avvengono nel cilindro di una motrice in azione sono di due specie: 1.° *produzione di lavoro esterno a spese dell'energia termica del vapore:* 2.° *scambio di calore fra il metallo del cilindro ed il fluido, e cioè o dal metallo al vapore o in senso inverso, a seconda delle fasi del ciclo.* Questo secondo fenomeno fu posto in chiara luce da Hirn e confermato poi dagli studi e dalle esperienze di una serie di illustri scienziati ed ingegneri (Leloûtre, Hallauer, Dwelshauvers-Dery, Willans, Donkin, Grashof, Kirsch, ecc.).

Benchè la teoria sperimentale di Hirn abbia trovato forti oppositori è innegabile che i risultati pratici nella costruzione delle motrici per essa ottenuti, la concordanza fra il modo di spiegazione e di valutazione dei fenomeni ed i risultati della teoria, la giustificazione da essa fornita sull'uso delle camicie di vapore, sul frazionamento dell'espansione in più cilindri, sull'aumento nelle velocità dello stantuffo, ecc., le danno una capitale importanza.

Le esperienze della scuola, che da Hirn e dai suoi collaboratori assunse il nome di scuola Alsaziana, hanno esercitato un notevole influsso non solo sullo studio delle motrici a vapore, ma indirettamente su quello delle motrici termiche in genere. Questa scuola però è ancor ben lontana dal fornire i mezzi pel calcolo *a priori* del consumo di vapore; essa si limita *a giustificare la differenza fra il consumo reale ed il teorico in base al lavoro ottenuto, a dar ragione sommaria delle disposizioni intese a renderlo minimo, ed a suggerirne dei metodi di esperienza calorimetrica sulle motrici in azione.* Non si tratta quidi come da alcuni si volle far credere che derivi da essa una nuova teoria delle macchine a vapore. La scuola Alsaziana ci dà solo il mezzo di completare quei criterii che dimostrano in via generica la differenza tra il lavoro disponibile *contato sul consumo di vapore* ed il lavoro indicato. Essa infatti si risolve finora nel dimostrare semplicemente che *esiste una data quantità del calore disponibile che passa direttamente dalla caldaia al condensatore, dopo essersi alquanto soffermata nel cilindro, senza produrre alcun lavoro.*

Ecco come si svolgono le fasi di produzione del lavoro e di scambio del calore fra fluido e pareti, in una motrice ad un cilindro, con con-

densatore, e colla parete esterna del cilindro protetta contro i disperdimenti.

a) *Fase di ammissione* Il vapore viene a contatto con pareti che per essere state in comunicazione col condensatore durante lo scarico, trovansi ad una temperatura più bassa. Avviene perciò lungo la corsa di ammissione S_1 una sottrazione di calore al vapore ammesso (sottrazione iniziata dalla compressione del vapore esistente nello spazio nocivo); essa darà luogo a condensazione di vapore sulle pareti metalliche scoperte, e che vanno scoprendosi; la condensazione non è accompagnata che da lievissimo abbassamento di pressione poichè il volume condensato è sostituito da nuovo vapore; si ha quindi in questo primo periodo cessione di calore alle pareti. La condensazione varia secondo i casi dal 20 al 50 % del vapore totale; quindi un consumo assai maggiore di quello che fornirebbero le tabelle termodinamiche in base al volume generato dallo stantuffo, essendo l'acqua trascinata meccanicamente dal vapore solo del $3 \sim 10$ % in casi ordinari. Il calore ceduto alle pareti non isfugge all'esterno, nel contatto coll'aria, che in minima e quasi trascurabile parte; le variazioni di temperatura indotte sulla parete si estendono ad una piccola profondità della medesima: questo calore anzi, aumentato di quella piccola quantità che corrisponde al lavoro d'attrito dello stantuffo, interviene nelle fasi successive.

Notiamo intanto che, a causa della maggiore velocità che lo stantuffo mano mano avanza, questa cessione di calore non è uniforme, ma dal principio alla fine dell'ammissione deve andare diminuendo.

b) *Fase di espansione.* Assai complessa è la serie degli scambi di calore che avvengono durante tal fase. Al procedere dello stantuffo, chiusa la luce di ammissione, si scoprono porzioni di pareti più fredde della miscela d'acqua e vapore contenuta nel cilindro. Si avrà quindi nuova condensazione; altra causa di condensazione (se il titolo di vapore lo comporta), risiede nel fatto stesso dell'espansione adiabatica. Per contro, l'abbassarsi della pressione nell'espansione è causa nota di evaporazione, la quale si effettua a spese del calore raccolto nella fase precedente sulle pareti del cilindro, che viene perciò ceduto in una misura assai sensibile fino dal cominciare della fase di espansione.

In conclusione si ha una somma di scambi di calore, per cui non si potrebbe, se non col conforto della esperienza, stabilire se prevalgano le condensazioni o le evaporazioni e quale sia il titolo del vapore finale (umido, secco o surriscaldato). Nei casi ordinarii, prevale la vaporizzazione, sebbene il vapore sia ancora umido alla fine, meno però che al termine della fase di ammissione. Questo risultato è confermato dall'andamento della curva reale d'espansione, generalmente più alta dell'adiabatica. Si raccoglie cioè un maggior lavoro che nel ciclo ideale, ma a spese anche di un consumo di vapore proporzionatamente maggiore. Una parte adunque del calore perduto per vapore condensato all'ammissione viene riacquistato nella seconda fase, non però nelle condizioni più favorevoli, sia perchè è resa maggiore la perdita per espansione incompleta, sia perchè la variazione di stato non è adiabatica, sia perchè la restituzione di una parte di calore dalle pareti al fluido avviene, come ha osservato il Le-

dieu, in condizioni diverse da quelle in cui è avvenuta la cessione, questa essendosi effettuata a temperatura costante, quella a temperatura variabile.

c) *Fase di scarico.* Più semplici sono i fenomeni durante lo scarico. La miscela che trovasi nel cilindro alla fine della espansione, composta di vapore e di acqua che ne tappezza la parete, si trova ad una temperatura superiore a quella del condensatore (o dell'atmosfera). L'immediato abbassamento di pressione nel cilindro produce una brusca ebollizione dell'acqua depostavi, la quale avviene a spese del calore delle pareti, che tendono così a ridursi alla temperatura del condensatore. Durante la corsa di ritorno, la superficie evaporante va diminuendo, insieme alla quantità del fluido da evaporare; così la perdita di calore, energica sul principio, va decrescendo. Il calore ceduto durante lo scarico dalle pareti al fluido (da non confondere con quello che passa di necessità al refrigerante per la esecuzione di un ciclo) è per la macchina interamente perduto.

Tal perdita ha nome di *raffreddamento al condensatore.* Essa sarebbe nulla, o meglio trascurabile, se nel cilindro non esistesse che vapor secco, poichè in tal caso le pareti non dovrebbero più fornire il calor interno di vaporizzazione, ma soltanto il calore assorbito dal potere dispersivo del vapore.

d) *Fase di compressione.* È poco noto come avvenga lo scambio di calore fra le pareti ed il fluido; sembra tuttavia che, specie nel caso di forti compressioni, il miscuglio, che sarà vapore umido o secco (alla temperatura del condensatore), si riduca a vapore secco o surriscaldato, cedendo insieme calore alle pareti.

Naturalmente si è ammesso che la parete eserciti un' azione uniforme. Tuttavia notiamo che l'efficacia del potere condensante o evaporante delle pareti è variabile secondo i vari punti del cilindro; i fondi, la faccia dello stantuffo, le superfici dei condotti di vapore, quelle che circondano gli spazi nocivi, e tutte le parti che nel cilindro sono soggette alle maggiori differenze di temperatura, esercitano una influenza maggiore. La differenza di temperatura è per converso minore fra i punti in cui cessano le ammissioni sui due lati del cilindro: e minima alla metà del medesimo.

Il succedersi dei fenomeni indicati nelle quattro fasi, preveduto dal ragionamento, ha avuto la sua sanzione pratica mediante l'apparato di *Donkin*, applicabile al cilindro a modo di un indicatore, col quale riescono manifeste le condensazioni e le evaporazioni coll'apparire e lo scomparire della nebbia in capsule di vetro, che si fanno comunicare coll'interno del cilindro della motrice.

Raccogliendo i fatti esposti sull'influenza termica delle pareti, si riconosce che le perdite per esse prodotte sono di due specie. L'una, minima, rappresentante il calore ceduto *per conduttività all'aria esterna*, l'altra, massima fornita dal *raffreddamento al condensatore;* questa è tanto maggiore quanto maggiore è la umidità a contatto delle pareti alla fine dell'espansione, e può esser nulla solo al completo disseccamento di queste. La parete del cilindro *è quindi un veicolo per cui il calore può passare dalla caldaia al condensatore senza produrre lavoro esterno.*

Se, cogli elementi noti a priori, potesse essere rappresentato in calorie il valore di R_S (raffreddamento al condensatore o di scarico) e di E (calore disperso all'esterno) si avrebbe la misura dei due lavori perduti per causa delle pareti metalliche; e cioè:

$$L_{vi} = {}^1/_A R_s \quad L_{vi}' = {}^1/_A E;$$

quindi la misura esatta di due altri coefficienti ${}^{L_{vi}}/_{L_d}$ ed ${}^{L_{vi}'}/_{L_d}$ da aggiungere ai coefficienti trovati nei numeri 6 e 10; si potrebbe cioè avere il lavoro effettivo rispetto al lavoro disponibile per *ogni kg. di vapore consumato.*

Nota. 1.ª La ricerca *a priori* del calore perduto per l'effetto delle pareti non ha ancora assunto un aspetto interamente pratico. La soluzione di questo problema, certamente complesso, ha grandissima importanza pratica, e noi ne tratteremo nei numeri successivi. Anche eliminata l'ipotesi di Zeuner per cui i fenomeni termici nell'interno del cilindro avverrebbero per una data quantità di acqua che vi si accumula (il che in via teorica suppone di sostituire alle pareti un peso d'acqua funzionante in egual modo, ma in pratica condurrebbe ad adottare ripieghi diversi per impedirne gli effetti), pure il solo fatto degli scambi di calore colle pareti si complica con tanti elementi, quali: grado di espansione, stato ed ampiezza delle superfici, velocità della macchina, titolo del vapore, salto di temperatura, ecc., ecc., che la misura teorica del consumo di vapore, che se ne potrebbe desumere, si presenta irta di difficoltà. In ogni caso ci importa mettere in evidenza il valore pratico della questione che ora ci occupa.

Fin che si tratta di *determinare in via teorica il lavoro di una motrice data, o calcolare le dimensioni di una motrice nuova,* le considerazioni relative alla influenza termica delle pareti hanno una importanza secondaria.

Il maggiore od il minor consumo di vapore non influisce sensibilmente nella fase di ammissione sull'area del diagramma rappresentante il lavoro esterno; esso influisce sulla fase di espansione, dando alla curva un andamento superiore all'adiabatica semplice. Questa curva è la isotermica dei gas (curva di Mariotte) $p\,v = \text{cost.}$, dedotta dalla politropa per $x = 1$. Adottando questa non si avrà un risultato assolutamente esatto, ma poco discosto dal vero, che non influisce sulle dimensioni a priori, che debbono essere piuttosto late. Allo stato presente non si potrebbe istituire norma più positiva, per difetto di esperienze sulla variazione di x col grado di espansione, la velocità, l'area delle pareti, ecc.

Ma se gli scambi di calore non entrano in via diretta nel calcolo a priori delle dimensioni, possono soli dare la misura del valore economico d'una motrice, indicando il consumo di vapore o di calore richiesto per ottenere un dato lavoro. Ora, poichè l'effetto loro non è ancora rappresentato da formule precise (vedi appresso), i criteri che si deducono dal semplice esame dei fenomeni permettono: 1.° di suggerire le norme (in buona parte accettate dai costruttori) per cui si restringa l'effetto dannoso degli scambi di calore colle pareti; 2.° di indicare *processi di prova calorimetrica,* in concorso coll'indicatore, da cui si possa raccogliere quel

corredo di esperienze che valgano a risolvere, in un prossimo avvenire, l'interessante problema.

Nota. 2.ª Alcuni ammettono (Willans, Zeuner, ecc.) che una forte proporzione del vapore condensato nel cilindro deve attribuirsi all'azione dell'acqua che si trova nella macchina, e che, per velocità alquanto elevate (verso i 400 giri al minuto), l'acqua sia un fattore di condensazione più importante della parete del cilindro. Nelle esperienze di Willans, ove la condensazione era effettuata in $^1/_{30}$ di secondo, questa poteva essere per intero attribuita alla presenza di una piccola quantità d'acqua costante nel cilindro e le variazioni di condensazione potevano attribuirsi a cambiamento nella quantità d'acqua contenuta nel cilindro. Gli è perciò che Willans nelle proprie macchine ha preso precauzioni per evitare che l'acqua potesse agglomerarsi nel cilindro. Willans assicura che uno strato d'acqua di $^2/_{100}$ di millimetro sarebbe bastato a causare da solo tutte le perdite da lui constatate nelle proprie esperienze.

12. Mezzi sperimentali adottati per diminuire l'influenza termica dannosa delle pareti. — Essi sono:

1.° Riscaldare le pareti del cilindro mediante inviluppo di vapore (disposizione dovuta a Watt) o con altro mezzo.

2.° Fare uso di vapore surriscaldato.

3.° Costituire la parete interna del cilindro in modo che essa sia ricoperta da uno strato isolante di cattiva conduttività pel calore.

4.° Ridurre la lunghezza dei canali di introduzione e di scarico, ed affidarne la funzione a condotti distinti.

5.° Aumentare la velocità dello stantuffo.

6.° Mescolare aria fredda o calda al vapore di ammissione.

A questi mezzi, che noi esamineremo separatamente per riguardo alle motrici monocilindriche, dovrebbesi aggiungere l'uso delle macchine ad *espansione multipla*. Ma di queste ci occuperemo in appresso in capitolo speciale. Osserviamo intanto che, nell'esaminare gli elementi accennati, ogni considerazione si estenderà naturalmente agli altri effetti che essi potessero produrre.

13. 1.° ***L'inviluppo o la camicia di vapore.*** — L'inviluppo è ottenuto con una specie di guaina metallica che circonda ad una certa distanza la superficie esterna del cilindro motore (compresi il più delle volte anche i coperchi). Lo spazio vuoto fra l'inviluppo metallico e le pareti del cilindro viene riempiuto da vapore, che mantiene elevata la temperatura di queste ultime.

Il vapore che passa nell'inviluppo è ordinariamente (disposizione la più raccomandabile) quello stesso che si introduce poi nel cilindro della macchina, ottenendo così un maggior effetto di riscaldamento in seguito alla rapida circolazione. L'acqua condensata dell'inviluppo si scarica automaticamente o nel condensatore, o in altro recipiente, e talvolta si fa ritornare in caldaia. Il riscaldamento a vapore in motrici di grandissimo diametro è talvolta applicato allo stelo ed allo stantuffo.

L'effetto dell'inviluppo è stato oggetto di discussioni, giustificate in parte dai risultati dell'esperienza. Importa notare che nelle macchine comuni (come si vedrà in seguito), mentre lo strato interno delle pareti a

còntatto col fluido motore subisce per una doppia corsa forti variazioni di temperatura (da t_1 e t_2) queste però si spengono prontamente (allo stato di regime) nello spessore della parete; talchè, sullo strato esterno, protetto contro i disperdimenti, la temperatura assume, malgrado le variazioni interne, un valore medio pressochè costante, compreso fra t_1 e t_2. Questo fatto, che può essere dimostrato a priori, tenuto conto del peso del cilindro e del calor specifico della ghisa (0.12), è confermato in modo indiscutibile da considerazioni teoriche e dall'esperienza.

La parete del cilindro è infatti soggetta ad una serie di alternative nella temperatura succedentisi ad egual intervalli che i colpi di stantuffo, che saranno perciò tanto più frequenti e tanto meno attive sulla massa metallica, dando quindi luogo ad una perdita minore per condensazione, quanto più elevata è la velocità dello stantuffo.

La fig. 493[1·2] ci rappresenta graficamente la legge di variazione della temperatura in un cilindro senza inviluppo (A) ed in uno coll'inviluppo (B).

Nel caso del cilindro A, a lavoro iniziato, la temperatura media sulla faccia interna $a\,b$ è $X\,T_m$ più elevata che sulla faccia esterna $c\,d$ ove è

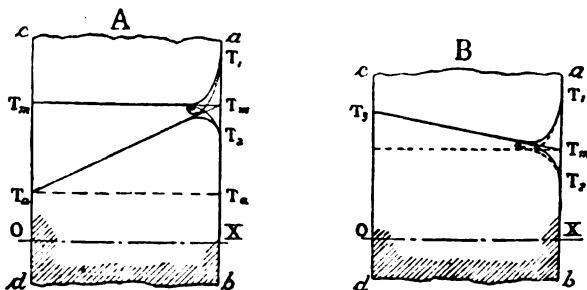



Fig. 493[1·2].

$O\,T_a$, in quanto questa irradia calore all'esterno. Secondo che la pressione si eleva o si abbassa, $O\,T_m$ aumenta o scema ed ha un massimo di T_1 al principio di corsa, ed un minimo di T_2 a fine corsa. Nel ciclo completo la media della temperatura nella parete è data dalla linea $T_m\,T_a$ e le oscillazioni estreme dalle rette (non tracciate) $T_a\,T_1$, $T_a\,T_2$. L'area T_1 *e* $T_2\,T_1$ rappresenta la quantità di calore immagazzinata per unità di superficie, che aggiunta alla perdita per irradiazione in T_a costituisce la perdita totale di calore. Se il cilindro è riparato dalla irradiazione esterna $T_m\,T_m$ è la linea media per tutto lo spessore T_1 *e* T_2 l'oscillazione, e la perdita di calore è T_1 *e* $T_2\,T_1$. Naturalmente i valori sono esagerati sulla figura.

Nel caso di (B), quando cioè esista un inviluppo attivo, si modifica la distribuzione della temperatura; la temperatura interna subisce le stesse oscillazioni di prima, ma l'esterna diviene T_3 (temperatura costante dell'inviluppo); la temperatura media sullo spessore è rappresentata dalle $T_3\,T_m$. Ne risulta uno scolo di calore verso l'interno che sarà continuo se $T_1 \leqq T_3$. La temperatura T_2 si abbassa meno e il triangolo T_1 e T_2 risale verso T_1, la sua superficie diventando minore. Se l'invi-

luppo avesse una azione perfetta e fosse $T_2 = T_1$, la irradiazione interna cesserebbe.

La zona di metallo influenzata dalle variazioni T_1 *e* T_2 è piccolissima, e lo spessore relativo diventa tanto maggiore quanto più è grande la velocità della macchina. In ogni caso l'azione dell'inviluppo sarà tanto più efficace quanto più la parete sarà sottile.

Possiamo quindi ammettere che *le forti oscillazioni di temperatura si limitano ad una piccola profondità nel corpo delle pareti.* Da questo fatto si può dedurre che la *periodica condensazione, che si verifica nel cilindro durante l'ammissione, cede alle pareti una quantità di calore* (*e vi rimane*) *sufficiente all'incirca perchè nelle fasi successive l'acqua condensata possa interamente come vapore passare allo scarico.* Perciò l'effetto della camicia di vapore che si risolve nel mantenere elevata la temperatura della parete del cilindro non può essere quello di fornire al fluido col mezzo delle pareti un calore supplementare per vaporizzare l'acqua condensata, di cui non si ha bisogno, *ma di fornire al cilindro il calore necessario a creare, durante la fase di espansione sulla parete interna, eccessi di temperatura rispetto a quelli che corrispondono alla pressione del vapore, in guisa che, durante essa, si effettui la maggior vaporizzazione possibile di acqua condensata; spostando così le fasi degli scambi di calore in modo, che la vaporizzazione massima non si produca in pura perdita durante il periodo di scarico sotto forma di raffreddamento al condensatore, ma durante la fase di espansione.*

Benchè queste espressioni non debbano prendersi in un modo assoluto, ma relativo, esse permettono di chiarire la funzione dell'inviluppo. Per la tendenza a mantenere con esso alta temperatura interna della parete dovrà essere meno forte la condensazione nel periodo di introduzione, e più efficace la vaporizzazione nel periodo di espansione, la quale prende inizio al cominciare dell'espansione stessa, cioè più completa in essa la restituzione al fluido del calore raccolto. Se questa vaporizzazione è ottenuta in un grado conveniente, il vapor finale essendo poco umido, o secco od anche surriscaldato, il raffreddamento al condensatore darà luogo ad una perdita di calore trascurabile malgrado il maggior calore delle pareti, perchè è poco o nulla la rugiada d'umidità che le ricopre, agente efficace del raffreddamento al condensatore. Evidentemente tale beneficio scompare se, per essere l'ammissione troppo prolungata e quindi breve il periodo di espansione, la rievaporizzazione non si è prodotta per intero, e si avesse nel cilindro all'inizio dello scarico del vapore assai umido. Anzi la perdita per raffreddamento al condensatore, favorita da un maggior salto di temperatura, si farebbe maggiore. Un inconveniente analogo può produrre la troppo lunga espansione che darebbe alla fine vapore surriscaldato, passando allo scarico il calore in esso accumulato e sottratto all'inviluppo. *L'ideale del funzionare della camicia è che si abbia alla fine della corsa vapore secco, ma saturo.* Il beneficio ottenuto colla camicia richiede una spesa di calore che si traduce in acqua condensata, la quale comprende il maggior disperdimento all'esterno, e la cessione di calore al fluido, quantità del resto assai limitate. In opportune condizioni di applicazione, la camicia di vapore esercita perciò una influenza

favorevole. Il problema che la riguarda è tuttavia molto complesso perchè questi pochi cenni pretendano di averlo per inteso svolto. Ma alcune nozioni più complete si ricaveranno nel numero che riferisce gli studi di Kirsch, sugli scambi di calore.

Sullo stesso principio dell'inviluppo di vapore riposa l'uso dell'inviluppo *a fiamme di gas* proposto da Donkin. In ogni caso un problema insoluto, anzi neppure tentato, è quello *della temperatura* cui deve essere tenuto l'inviluppo perchè, in date condizioni, sia assicurata nel cilindro la secchezza del vapore al termine della espansione. La nozione della temperatura di massimo effetto potrà giustificare anche economicamente l'uso di camicie riscaldanti diverse dal vapore della caldaia.

Generalità sull'inviluppo. Quali sieno le macchine, semplici o compound, l'ufficio della camicia è sempre lo stesso: ridurre le perdite dovute alla condensazione iniziale; essa modifica o migliora il fluido motore, ne cambia la natura e lo rende suscettibile di migliore utilizzazione, trasformando una sostanza di grande capacità calorifica, in un'altra che possiede un minor calore specifico, un vapore umido in vapore secco, od anche, più o meno completamente, in gas. L'inviluppo disturba lo scambio di calore ordinario fra il vapore e le pareti del cilindro, in virtù dello stato semigasoso in cui esso mantiene il vapore, e riduce le differenze di temperatura che si producono allo interno della massa metallica, e la loro tendenza a determinare e prolungare questa perdita. Esso ottiene un effetto certo, a spese tuttavia di una quantità di calore sottratto al generatore, che è nei casi ordinari minore del beneficio ottenuto. Diciamo nei casi ordinari, perchè le perdite interne possono essere ridotte a tal limite che l'aggiunta della camicia non sia più giustificata, come si è appunto constatato in macchine veloci ed in alcuni cilindri da locomotiva. L'inviluppo deve in ogni caso accelerare la rievaporazione e completarla in un periodo della corsa, che sia di tanto poco avanzato da ottenere il doppio effetto: 1.° di trasformare l'acqua risultante da condensazione in un fluido motore in condizioni migliori; 2.° di riscaldare e disseccare le superfici interne prima dell'ulteriore ammissione di vapore perchè l'assorbimento di calore risulti minimo.

Benchè quanto si è detto sia per sè abbastanza chiaro, è però strano che nella realtà l'azione effettiva dell'inviluppo si presenti alquanto oscura. Esaminiamo, per chiarire questa oscurità, alcuni casi tipici.

1.° *Inviluppo e cilindro ricevono vapore che è quasi allo stato di gas permanente.* Si può ammettere che tale vapore si scarichi dalla macchina allo stato secco ma saturo. La sottrazione di calore all'inviluppo ha luogo specialmente nell'espansione; essa è limitata, in quanto il fluido possiede un piccolo calore specifico, una conduttività insignificante ed un grande volume specifico. L'esperienza mostrerebbe che in tale condizione le perdite interne, cui deve provvedere l'inviluppo, variano dal 6 al 10 %, (esperienze sui motori a gas e sulle macchine a vapore surriscaldato). Ma poichè la camicia implica una perdita che è dell'8 %, si vede che il beneficio di questa è in tale caso o minimo o nullo.

2.° *Inviluppo e cilindro sono alimentati da vapore secco.* In tal caso la camicia mantiene facilmente la superficie del cilindro alla temperatura

massima che è quella del vapore alla pressione di regime; verso l'inviluppo ciò avverrà per via di condensazione graduale del vapore contenutovi. In questo caso le fasi più manifeste di azione dell'inviluppo sono una forte cessione di calore nell'espansione, il disseccamento delle pareti del cilindro e la sua elevazione di temperatura fino a quella della pressione di ammissione, insieme con una cessione allo scarico di vapore secco o surriscaldato. Ciò verificandosi, le condensazioni iniziali all'ammissione si riducono a quantità insignificanti, e la perdita, essendo soltanto quella dovuta alla camicia, è la minima. Ma se la quantità d'acqua prodotta nell'ammissione e nell'espansione è troppa perchè la rievaporazione completa non possa aver luogo, le perdite dell'inviluppo si fanno troppo forti al momento in cui ha luogo lo scarico. Così, nel caso del ciclo completo, il metallo è dapprima coperto di goccie liquide provenienti da condensazione che gli comunicano una parte del calore apportato dal vapore di ammissione, viene in seguito raffreddato dall'evaporazione e dall'abbassamento di temperatura alla fine dell'espansione, e riscaldato a temperatura più o meno prossima a quella che possiede il vapore vivo per le azioni combinate della camicia e della compressione.

3.° *Il vapore fornito alla camicia ed al cilindro é umido.* Si verificheranno i fenomeni precedenti e solo la camicia dovrà fornire una quantità di calore supplementare a vaporizzare nell'espansione l'acqua introdotta col vapore; tale cessione si verificherà per tutta la durata del ciclo. Il cilindro agirà allora come un vero generatore di effetto nocivo, e tanto più se l'acqua non sarà stata vaporizzata prima dello scarico.

Si conclude da ciò l'interesse che si ha ad ottenere la secchezza del vapore per assicurare la buona funzione dell'inviluppo. Ma può dunque avvenire, il che non è d'ordinario, che l'inviluppo implichi una perdita maggiore di quella che esso deve eliminare. È appunto allo stato di iniziale del vapore ed alla incerta cognizione del medesimo che si debbono attribuire le contraddizioni che risultano dalle esperienze eseguite sulle macchine ad inviluppo.

L'economia che può risultare dalla camicia ha evidentemente per misura la differenza esistente fra le perdite totali intrinsiche d'un cilindro senza inviluppo e quelle che sussistono malgrado la presenza di questo, diminuite dai disperdimenti cui la camicia è soggetta. La perdita totale cui ha luogo nella camicia è facile a determinare: si otterrà misurando il peso d'acqua condensato all'interno dell'inviluppo, deducendo, dal calore totale che essa rappresenta, la perdita esterna per radiazione. È chiaro che l'inviluppo sarà inutile ed anche nocivo secondo che la perdita di calore che va al condensatore o all'atmosfera è superiore od inferiore a quella economizzata, riducendo la perdita normale interna della macchina supposta senza camicia. In ogni caso, come Hirn ha constatato, ***più l'inviluppo fornisce rapidamente e facilmente il calore, meno grande è la quantità di cui esso deve essere spogliato.***

Il peso di vapore condensato nella camicia è stato dalle esperienze dal 5 a 15 %; il 5 solo nel caso di vapore molto secco; questa spesa nelle esperienze stesse ha prevenuto delle condensazioni che sarebbero salite al 20 ed al 40 %: il beneficio così ottenuto, del 15 al 25 %, rappresenta quanto l'inviluppo ha potuto dare nei casi considerati.

Dwelshaurey-Dery ha riconosciuto che l'inviluppo non ha se non un'azione molto limitata per i deboli rapporti di espansione; i quali debbono essere eguali o superiori a 5 perchè l'effetto della camicia sia sensibile.

Ecco una tabella che dà i risultati sperimentali sul rendimento delle camicie desunte dalle prove eseguite dalla società dei *Mechanical Engineers* di Londra:

Pressione massima. chg. per cmq.	Rapporto di espansione. e	Rendimento della camicia per °/₀	Osservazioni.
$p_1 = 7.75$	6	20.61	senza condensazione
	5	15.79	
$p_1 = 5.62$	5	12.00	id. id.
	4	9.63	
	3	9.38	
$p_1 = 3.51$	3	7.—	id. id.
	2	3.93	
$p_1 = 7.75$	12	23.43	a condensazione
	10	23.78	
	8	21.5	
$p_1 = 6.32$	10	21.95	id. id.
	8	19.23	
	6	12.34	
$p_1 = 4.57$	8	7.38	id. id.
	6	4.67	
	4	1.64	

Temperatura e pressione del vapore nell'inviluppo. Questi elementi hanno grande influenza sulla sua azione; se le temperature e le pressioni sono alquanto superiori nell'inviluppo rispetto al vapore di amissione, può ammettersi che gli scambi di calore colle pareti avranno luogo solo nell'espansione; se, come si è proposto, alimentasi l'inviluppo con caldaia ausiliare a più alta pressione, il calore più elevato mantenuto nella camicia ricondurrà il cilindro più presto alla temperatura normale dopo che la rievaporazione lo avrà raffreddato; la cessione di calore continuerà nel periodo di introduzione con disseccamento effettivo del vapore, aumentando il lavoro nell'espansione, ma dando luogo ad una maggior perdita nella fase di scarico. Potrà risultarne in definitiva un guadagno od una perdita, secondo che predomini l'uno o l'altra. In ogni modo l'esperienza prova che la camicia agisce tanto meglio quanto più la pressione vi è elevata, quando però la macchina sia alimentata con vapore secco.

14. 2.° *Impiego del vapore surriscaldato.* — L'uso del vapore surriscaldato è stato preconizzato da tempo (prima ancora che fosse ri-

conosciuta l'influenza termica delle pareti) per aumentare il salto di temperatura e quindi il coefficiente economico d'una motrice, evitando l'inconveniente che presenta il vapor saturo di salire colla pressione, per lievi aumenti di temperatura, a limiti non tollerabili colla resistenza della macchina. Il soprariscaldamento è ottenuto d'ordinario con un sistema di tubi interposti tra la caldaia e la macchina; si utilizza allo scopo una sorgente di calore diretta o più spesso il calore dei prodotti della combustione prima del loro arrivo al camino.

Il ciclo di una macchina a vapore surriscaldato non differisce nella forma teorica dal ciclo a vapor saturo, la prima fase essendo ***a pressione costante***, susseguita da una adiabatica e da una fase di ritorno a temperatura costante (fig. 494). Tuttavia esso si svolge in condizioni che non sono nel primo periodo quelle del massimo effettivo; perchè, mentre il primo tratto a volume V_1 corrisponderebbe alla trasformazione di acqua in vapor saturo secco mediante una isotermica ($x = 1$), l'aumento di volume da V_1 a V_1' nel surriscaldarlo, avviene a temperatura variabile. Se da V_1' il volume passa a V_2 secondo una adiabatica, mantenendosi il vapore surriscaldato, la legge relativa è espressa dalla $p\,V^{4/3} = \text{cost.}$

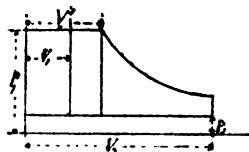



Fig. 494.

Per trarre qualche conclusione sui risultati economici teorici del surriscaldamento, da t_1 a t, osserviamo che il ciclo di tal macchina può approssimativamente pensarsi composto dà un ciclo perfetto fra i limiti t_1 e t_2 (assoluti T_1 e T_2) $\left[\text{il cui coefficiente è } \eta_1 = \frac{L\,effett.^o}{L_d}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)\right]$ nel quale si debba inoltre tener conto del lavoro ottenuto pel sopra-riscaldamento $(p_1 - p_2)(V_1' - V_1)$ e del calore per questo speso $c_p(T - T_1)$, essendo $c_p = 0.48$. Il coefficiente effettivo del ciclo a vapore surriscaldato sarà, se $Q = (q_1 - q_2 + r_1)$ è il calore speso per effettuare il ciclo ideale ra i limiti T_1 e T_2,

$$\eta = \frac{\eta_1\,Q + A(p_1 - p_2)(V_1' - V_1)}{Q + 0.48(T - T_1)} \tag{8}$$

e posto, in base alle esperienze di Weyrauch,

$$A\,p_1(V_1' - V_1) = A\,R(T - T_1) = 0.12(T - T_1)$$

si ha

$$\eta = \frac{\eta_1\,Q + 0.12(1 - p_2/p_1)(T - T_1)}{Q + 0.48(T - T_1)} \tag{9}$$

sarà

$$\eta > \eta_1 \text{ se } 1/4\,\eta_1 (1 - p_2/p_1) > 1,$$

cioè

$$\eta_1 < 1/4\,(1 - p_2/p_1).$$

Nei seguenti casi:

per p_1	3	5	10	4	5	10	atmosfere
» p_2	1	1	1	0.1	0.1	0.1	»
si ha η_1	0.08	0.12	0.16	0.2	0.23	0.27	»
$1/4\,(1 - p_2/p_1)$	0.17	0.2	0.23	0.242	0.245	0.248	»
η per $(T - T_1 = 50°)$	0.084	0.121	0.167	0.203	0.230	0.266	»

teoricamente per $T - T_1 = 50$ il beneficio si riduce a poca cosa. Sarebbe maggiore per maggior valori di $T - T_1$, ma si oppone finora, ad aumentare oltre $t = 220° \sim 240°$ il grado di surriscaldamento, l'azione che tal vapore esercita sulla materia lubrificante, che distrugge causando notevoli fughe. Evidentemente η è assai maggiore se il termine dopo Q al denominatore, per essere gratuito, scompare.

L'impiego del vapore surriscaldato è stato suggerito all'inizio per togliere di mezzo i fenomeni di condensazione che si verificano nelle condotte e nel cilindro delle macchine a vapore per gli scambi di calore fra questo e le pareti; e ciò era razionale in quanto si cercava correggere la causa dei fenomeni nelle origini, non, come si è fatto sin qui, negli effetti. La condensazione sulle pareti del cilindro deriva dal contatto colle pareti di questo che sono a temperatura minore di quella del vapor saturo ammesso. Quindi si imponeva, per evitarla, od il riscaldo delle pareti a temperatura superiore a quella del vapor saturo, od un grado di surriscaldamento di vapore così elevato che esso, venuto a contatto col cilindro, non potesse toccare la temperatura di saturazione. In genere, in passato, per evitare gradi di surriscaldo troppo elevati, che si ritenevano dannosi alle guarnizioni, alla tenuta ed ai lubrificanti, si è limitato questo a far sì che la condensazione non fosse del tutto evitata, ma vi fosse ridotta a tal limite che la vaporizzazione successiva, che ha luogo nella espansione, riproducesse il vapore dall'acqua condensata prima di fine corsa. Questo criterio, oggi generalmente abbandonato nell'impiego del vapore surriscaldato, trascurava quel beneficio di energia che è indotto nel vapore dal surriscaldamento, beneficio del quale, a vero dire, non si è potuto in via teorica definire l'entità. Ma se la teoria è incompleta, l'esperienza vi supplisce largamente: essa prova che il vapore surriscaldato dà un beneficio reale, il quale è tanto maggiore quanto meno bene le macchine attuali funzionano rispetto al consumo di vapor saturo. Le esperienze eseguìte negli anni 1890-1894 dalla Associazione alsaziana dànno, anche per macchine a doppia espansione, un beneficio medio del 15 al 19 %, con un surriscaldo di 50° a 60°. Eguali risultati ottenne il prof. Unwin; Ewin, Parson e Donkin ottennero il 25 % di economia sul consumo di vapore.

Limiti dratici del surriscaldo. Vogliamo riferire alcuni risultati pratici relativi al grado di surriscaldamento. Dixwell ha riconosciuto nelle esperienze che il grado di surriscaldo, necessario a sopprimere almeno le condensazioni iniziali, varia col peso di vapore consumato, e l'ampiezza delle superfici metalliche esposte, quindi col grado di ammissione. Ma da questo ad effettuare un calcolo numerico troppa è la distanza. Thurston avrebbe trovato essere conveniente un surriscaldo di 5° per ogni centesima parte di condensazione iniziale, calcolato sulla formula da esso trovata. Certo la massima difficoltà che si riscontra nell'uso del vapore surriscaldato sta nella difficoltà di regolare l'afflusso di calore supplementare, ed è evidente che, onde si possano ottenere risultati davvero vantaggiosi, occorre trovar modo di proporzionare il grado di surriscaldo alle diverse condizioni di funzionamento delle macchine, secondo il rapporto di espansione, e il titolo del vapore iniziale. In ogni caso quando il riscaldamento

sia ottenuto col mezzo di gas perduti, il beneficio che esso presenta è cosa veramente positiva.

15. 3.° ***Applicazione di uno strato isolante del cilindro.*** — Uno dei mezzi proposti, per evitare le condensazioni nel cilindro delle macchine a vapore durante l'ammissione, è stato quello di costruire la parete interna del cilindro stesso di materiale non conduttore o poco conduttore. Quest'idea non è interamente nuova, in quanto Lossignol, fino dal 1876, aveva proposto il rivestimento dell'interno del cilindro con porcellana; ma è nuova la soluzione che ne ha proposto Thurston. Le superfici interne del cilindro si lasciano per più giorni a contatto con acido nitrico diluito nell'acqua, e si forma così su di esse una materia porosa costituita di carbone e silice, che si imbeve più facilmente della vernice isolante che le viene applicata, e sulla quale poi si passa dell'olio di lino.

È questo lo strato isolante Thurston; ed è lecito il domandare se esso possa avere un'efficacia reale. Si sa che una zona cilindrica interna nello spessore del cilindro raggiunge una temperatura massima che decresce fino alla parete esterna del cilindro, mentre le zone più interne presentano temperature variabili che si riproducono ad ogni corsa. Lo spessore dello strato a temperatura variabile dipende dal tempo in cui agiscono le due influenze opposte di riscaldo e di raffreddamento, e prende nome di *strato attivo.* Il calore assorbito e restituito dallo strato attivo è proporzionale alla densità del metallo d, al suo calore specifico c ed alla radice quadrata del coefficiente conduttività k, e cioè a $d\,c\,\sqrt{k}$. Per la ghisa si trova col calcolo che lo spessore di strato attivo è di qualche decimo di millimetro. Ciò porterebbe a concludere che lo strato isolante Thurston possa avere una reale efficacia.

16. 4.° ***I canali di introduzione di vapore nel cilindro*** dovranno essere brevi, non solo allo scopo di diminuire lo spazio nocivo, ma ancora per scemare le condensazioni che si verificano nel periodo di ammissione.

Queste condensazioni sono maggiori se, come avviene nelle ordinarie distribuzioni a cassetto, i condotti di ammissione servono anche come condotti di scarico. Per questo rapporto i sistemi di distribuzione con organi separati di introduzione e scarico offrono un beneficio incontestabile.

17. 5.° ***Velocità dello stantuffo.*** — Il fenomeno della condensazione è tanto più intenso quanto più lungo è il tempo per cui durá la fase di introduzione, cioè *quanto più piccola è la velocità dello stantuffo.* Le esperienze di Willans hanno potuto constatare il beneficio della minor condensazione per le grandi velocità dello stantuffo, senza che per essa riesca meno efficace la rievaporazione nel periodo di espansione. Il rapporto tuttavia che lega la velocità ed il grado di condensazione iniziale non è tanto semplice; perchè l'esperienza dimostra *che questa scema in una proporzione di gran lunga minore di quel che non cresca la velocità.*

La tendenza ad assumere velocità sempre più elevate di stantuffo è uno dei lati dell'odierno indirizzo nella costruzione delle macchine a vapore. L'aumento di velocità si collega all'uso delle alte pressioni (colle

quali si utilizza insieme un maggior salto di temperatura); è però complicato da difficoltà costruttive e dallo studio di adatti sistemi di distribuzione. La grande velocità permette di ottenere a pari lavoro sviluppato una sensibile economia di costruzione per le diminuite dimensioni. Tuttavia alla diminuzione del diametro del cilindro corrisponde un proporzionale aumento di superficie a contatto del vapore ammesso, e quindi una causa di maggior condensazione; il che può giustificare la limitazione del beneficio di fronte alle velocità eccessive.

18. 6.° ***La miscela d'aria compressa col vapore,*** esperita già dal prof. Reynolds fino dal 1874 ed ancora in più recenti esperienze, non è accompagnata da dati sufficienti per giudicare dell'effetto più o meno favorevole che essa può produrre.

Sembra che una miscela in proporzioni opportune di vapor saturo ad aria nel cilindro della macchina diminuisca notevolmente la condensazione iniziale. Il migliore risultato sembra ottenersi se si fa la miscela in volumi eguali computata la pressione dell'aria ad $^1/_{10}$ di quella del vapore, ovvero se la miscela è di 1 kg. di vapore e mc. 0.125 d'aria alla pressione atmosferica. Tale miscela può effettuarsi nel cilindro mediante pompa di compressione dell'aria; ma ancora nella stessa caldaia facendo uso della pompa di alimentazione. Una influenza ancor più favorevole dovrebbe esercitare la miscela col vapore dei gas caldi della combustione o di una miscela tonante come venne accennato al Cap. IX, n.° 6, la quale del resto non è stata finora esperita.

19. Considerazioni speciali sugli studi e le esperienze circa gli scambi di calore fra fluido e pareti; loro conseguenze. — Accenniamo nel presente articoli ad alcuni studi diretti a rappresentare gli scambi di calore con formole generali atte a fornire dei risultati *a priori*. Il loro valore è allo stato presente discutibile; ma essi però tracciano la via per cui devesi determinare in via teorica il consumo di vapore, via intralciata dalla grave difficoltà di isolare il fenomeno del movimento di calore nelle pareti, da ogni altro concomitante, che complica le ricerche calorimetriche sulle motrici a vapore.

Colla scorta di Kirsch si può dividere in due gruppi principali la superficie della parete interna del cilindro per quanto ne riguarda l'effetto sul vapore. 1.° *Pareti* (in contatto col vapore d'ammissione all'estremo di corsa e coperte dallo stantuffo) *che non sono mai a contatto col vapore di ammissione dalla parte opposta.* Vi appartiene il coperchio, e una piccola parte della superficie cilindrica. La loro area corrisponde a circa $4 \sim 5$ volte la sezione del cilindro, O. 2.° *Pareti che ponno venire a contatto col vapore che agisce da una parte e dall'altra dello stantuffo,* costituenti la maggior parte delle pareti cilindriche, e valutate in media ad un'area di $6 \sim 8$ volte O. Queste ultime vengono in contatto col vapore d'arrivo, solo dopo che lo stantuffo ha compiuto una parte di corsa (in media $^1/_8$ della corsa totale).

a) *Curva delle variazioni di temperatura sulle pareti.* Se si considera una macchina agente in condizioni normali (pressione $5 \sim 6$ atmosfere, ammissione $^1/_5 - ^1/_4$ della corsa) si può riconoscere come avvengano sulle pareti le variazioni di temperatura. Il loro diagramma per una

doppia corsa è dato dalla fig. 495 e cioè: per le pareti del *tipo coperchio* dalla curva $ABCD$ (posto che esse posseggano la temperatura del vapore che le tocca), per le *pareti cilindriche* da curve diverse secondo la sezione del cilindro normale all'asse che si considera; o meglio, se dividiamo tali pareti in tre anelli di eguale lunghezza, le variazioni medie di temperatura di ciascuno saranno date dalle linee:

pel 1.°

$$A\,a\,b\,d\,f\,C\,g\,h\,m\,o\,p,$$

pel 2.°

$$A\,a\,c\,d\,f\,C\,g\,l\,m\,o\,n,$$

pel 3.°

$$A\,a\,c\,e\,f\,C\,g\,l\,n\,o\,p$$

e si potrebbero supporre concentrate le variazioni di temperatura sull'anello medio.

Paragonando, per approssimazione, queste curve a *sinusoidi*, se sull'asse OY si portano gli angoli α descritti dalla manovella (invece che

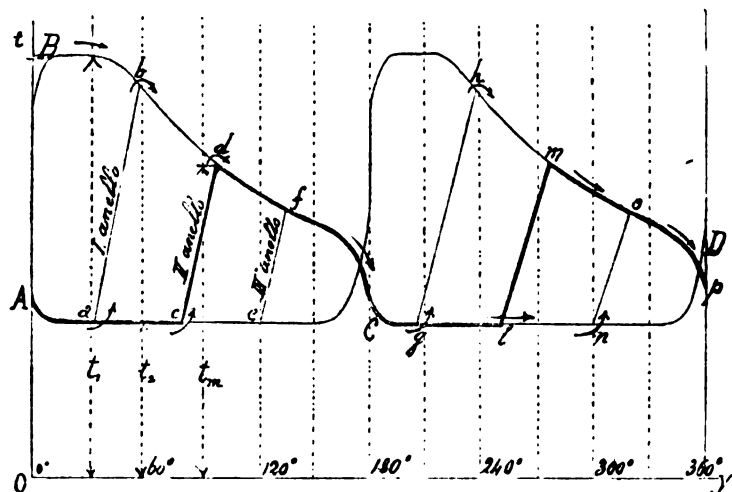



Fig. 495.

le corse dello stantuffo) e sulle ordinate le temperature, le sinusoide della temperatura per le pareti *tipo coperchio*, che ha solo due cambiamenti di curvatura (all'ammissione ed allo scarico), sarà espressa da

$$t_a = \frac{t_1 + t_2}{2} + \frac{t_1 - t_2}{2} \operatorname{sen} \alpha \qquad (10)$$

(corrispondente ad una ammissione fatta per $\alpha = 90°$).

La sinusoide per la parete media *tipo cilindro* (anello 2.°), che cambia di senso quattro volte in un giro di manovella, sarà espressa da

$$t_a = \frac{t_m + t_2}{2} - \frac{t_m - t_2}{2} \operatorname{sen} 2\alpha \qquad (11)$$

t_m essendo la temperatura che corrisponde ai punti d ed m, per un angolo $\alpha = 90^\circ$ percorso della manovella.

Le due equazioni indicate corrispondono ad un andamento medio e ordinario delle variazioni di temperatura. Si potrebbe generalizzare il problema (il che non facciamo) per qualunque variazione di temperatura; ci basti notare che il valore dell'ordinata t_x, qualunque sia la curva della temperatura che si adotta, può essere espresso da una somma più o meno grande di sinusoidi, rappresentata da

$$t_a = A_0 + A_1 \operatorname{sen} \alpha + A_2 \operatorname{sen} 2\alpha + A_3 \operatorname{sen} 3\alpha + \ldots A_n \operatorname{sen} n\alpha \qquad (12)$$

dove le costanti $A_0\ A_1\ A_2 \ldots$ ecc., sono funzioni della temperatura. Colla (11) si può sempre rappresentare qualunque curva della temperatura variando il numero n. Le sinusoidi indicate dai singoli termini, cambiano di senso ogni giro di manovella tante volte quante sono le unità dell'indice, ma i coefficienti ponno disporsi in modo (decrescendo) che la curva reale per le variazioni di temperatura delle pareti *tipo coperchio* abbia solo 2 cambiamenti di curvatura, e quella della parete *tipo cilindro* quattro. Le conseguenze cui vogliamo giungere ci dispensano dall' affrontare il problema nella sua generalità.

Dall'andamento delle curve della temperatura, che rappresentano le fasi di funzionamento d'una motrice, si deducono le leggi dello scambio di calore tra fluido e pareti.

b) *Formola generale della cessione di calore al metallo.* Una variazione di temperatura dt in un prisma di 1 mq. di superficie e di spessore dx esige una quantità di calore $c\gamma.dx.dt$ (c calor specifico e γ peso specifico riferiti ad un prisma d'un mq. di base ad 1 mm. d'altezza); se si considerano nello spessore del prisma tre sezioni successive distanti dx colle temperature

$$t,\ t+dt \quad \text{e} \quad t+dt+d(t+dt) \quad \text{cioè} \quad t,\ t+dt,\quad t+2dt+d^2t.$$

la quantità di calore che passa da una all'altra è proporzionale al tempo τ al coefficiente di conduttività $\lambda (= 16$ per ghisa), alla superficie della sezione, alla differenza di temperatura ed inversamente allo spessore dx; sarà questo calore, passato dal 1.° al 2.° strato e dal 2.° al 3.°, rispettivamente,

$$1.^\circ \quad \lambda \frac{t+dt-t}{dx} d\tau \quad \text{cioè} \quad \lambda \frac{dt}{dx} d\tau, \quad 2.^\circ \text{ analogamente} \quad \lambda \frac{dt+d^2t}{dx} d\tau$$

il che prova che la quantità di calore che esce dal 2.° strato è diversa che pel primo; quindi

$$\lambda \frac{dt+d^2t}{dx} d\tau - \lambda . \frac{dt}{dx} dt = c\gamma.dx.dt$$

cioè

$$\frac{dt}{dt} = \left(\frac{\lambda}{c\gamma}\right) \frac{d^2t}{dx^2} \qquad (13)$$

equazione differenziali del movimento di calore nelle pareti; in essa $\frac{\lambda}{c\gamma}$ è una costante nota.

Si osserva che: *la quantità di calore assorbita o ceduta dalle pareti è proporzionale a λ, cioè dipende dalla loro natura:* non è quindi fuori di luogo il pensare *che possa perfezionarsi la macchina a vapore costruendone il cilindro non conduttore in tutto od in parte* (come ha fatto *Thurston*).

Nell'equazione (13) può mettersi in evidenza l'angolo α descritto dalla manovella. Se n è il numero dei giri

$$\alpha = {}^1/_{60}\, 2\pi n\,.\,\tau$$

quindi

$$d\alpha = {}^1/_{16}\, 2\pi n\, d\tau.$$

Assunto $X = x\sqrt{\dfrac{\pi n}{60(\lambda : c\gamma)}}$, l'equazione differenziale (13) diventa

$$\frac{dt}{d\alpha} = \frac{1}{2}\cdot\frac{d^2 t}{dX^2} \tag{14}$$

della quale può trovarsi la soluzione con una espressione della forma

$$t = Ce^{-mX}\cos(p\alpha - qX - \delta)$$

(e base dei log. ip.[1]) fissando le costanti C, m, p, q, δ in modo che questa soddisfi la (14). Dovrà essere perciò $m = q = \sqrt{p}$ quindi

$$t = Cxe^{-X\sqrt{p}}\cos(p\alpha - X\sqrt{p} - \delta). \tag{15}$$

La somma di un numero qualunque di espressioni analoghe a (15) risolve la (14) aggiuntovi un termine per la costante di integrazione; la soluzione generale sarà

$$t = A_0 + aX + \sum_0^\infty Ce^{-X\sqrt{p}}\cos(p\alpha - X\sqrt{p} - \delta). \tag{16}$$

Or, nel tempo $d\tau$, un elemento di parete qualunque, a distanza x dalla superficie a contatto col vapore, cede a quella che le è prossima una quantità di calore $dQ = \lambda\left(\dfrac{dt}{dx}\right)_x d\tau$, ovvero, il che è lo stesso, la parete a profondità λ riceve una quantità di calore $-\lambda\left(\dfrac{dt}{dx}\right)_x d\tau$. Il calore totale ceduto alla parete dal cominciare del giro fino alla posizione α della manovella è quindi, per mq.

$$Q = \int_0^\alpha -\lambda\left(\frac{dt}{dx}\right)_x d\tau$$

e per

$$dx = dX.\sqrt{\frac{60\,(\lambda : c\gamma)}{\pi n}}$$

e

$$d\tau = d\alpha\,\frac{60}{2\pi n}$$

si ha

$$Q = \sqrt{\frac{60}{4\pi n\,(\lambda : c\gamma)}}\int_0^\alpha -\lambda\left(\frac{dt}{dX}\right) d\pi. \tag{17}$$

c) Scambi di calore sui due tipi di parete: 1.° Parete *tipo coperchio.* Dalla (10) è noto $t_a = {}^1/_2 (t_1 + t_2) + {}^1/_2 (t_1 - t_2) \operatorname{sen} \alpha$, temperatura alla superficie interna. Alla profondità X il valore di t_a è dato dalla (15); or questa dovrà essere eguale al risultato della (10) quando sia $X = 0$ cioè $x = 0$: perchè si abbia l'identità, si prenda nella (15) un sol termine facendo in esso

$$p = 1,\ C = {}^1/_2 (t_1 - t_2),\ \delta = 90°$$

e (per il valore $\alpha = 0$),

$$A_0 = (t_1 + t_2). \tag{18}$$

L'equazione (15) diventa

$$t_a = {}^1/_2 (t_1 + t_2) + (t_1 - t_2)\, e^{-X} \operatorname{sen} (\alpha - X)$$

e posto per X il valore in funzione di x ed n, e sostituiti i dati numerici, si ha

$$t_a = {}^1/_2 (t_1 + t_2) + {}^1/_2 (t_1 - t_2)\, e^{-0.054\, x \sqrt{n}} \operatorname{sen} (\alpha - 0.054\, x \sqrt{n}). \tag{19}$$

La variazione di temperatura per un salto massimo dato $t_1 - t_2$ alla prof.^{a} x è inversamente proporzionale ad $e^{-0.054\, x \sqrt{n}}$; *tale variazione decresce rapidamente nel corpo della parete e tanto meglio quanto più la macchina è veloce. Si conferma quindi il fatto della pronta estinzione nella parete delle variazioni di temperatura, talchè occorrerebbe parete assai sottile e moto assai lento perché dette variazioni fossero sensibili all'esterno del cilindro.*

Il movimento del calore sulla superficie interna delle pareti *tipo coperchio* si ha dalla (17), ponendo in essa il $\left(\frac{dt}{dX}\right)_x$ dedotto dalla (18) e facendo nella derivata $x = 0$, cioè $X = 0$, Si otterrebbe, pel calore ceduto alla parete interna dal vapore, a partire dal punto morto fino alla posizione α della manovella,

$$Q = {}^1/_2\, \lambda\, (t_1 - t_2) \sqrt{\frac{60}{4\, \pi\, n\, (\lambda : c\, \gamma)}} \int_0^\alpha (\operatorname{sen} \alpha + \cos \alpha)\, d\, \alpha \tag{20}$$

dove, fatto $\lambda = 16$ e integrando,

$$Q = \frac{4.12}{\sqrt{n}} (t_1 - t_2)(1 \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha). \tag{21}$$

Si ponno così avere le quantità di calore cedute al metallo fra due posizioni α ed $\alpha + \delta$ *colla differenza* $Q_{\alpha+\delta} - Q_\alpha$, *che, se positiva, significa che il calore è ceduto al metallo, se negativa, che il calore è ceduto dal metallo al vapore. L'andamento di questa cessione può essere rappresentato con un diagramma le cui ascisse sono gli angoli percorsi dalla manovella, e le ordinate i valori di* Q *dati dalla* (21). *Quando le ordinate crescono le pareti ricevono calore, se scemano ne restituiscono al fluido.*

Nella fig. 496 (vedi appresso: OX asse dei valori di α, OY delle temperature e degli scambi di calore) la curva $OMNPX$ dà gli scambi di calore colla (21) corrispondenti al diagramma della temperatura $a\,b\,c\,d\,e \ldots$; le due curve (calore e temperatura) hanno un andamento analogo, e sol-

tanto la prima ritarda alquanto sulla seconda e, nel caso della figura, di circa 45°, ma assai meno per condizioni eccezionali di ammissione. Quindi: *Lo scambio di calore fra il vapore e la parete tipo coperchio varia due volte di senso in un giro di manovella: una volta dopo l'ammissione (e generalmente lungo l'espansione), una seconda volta dopo lo scarico (durante la compressione).*

2.° *Parete tipo cilindro.* Con processo analogo al precedente dalla (15) si ha:

$$t_\alpha = \tfrac{1}{2}(t_m + t_2) - \tfrac{1}{2}(_m - t_2)\, e^{-x\sqrt{1}} \operatorname{sen}(2\alpha - X\sqrt{2}) \qquad (22)$$

che, confrontata colla (18), per essere $t_m < t_1$, ed $e^{-x}\sqrt{1} < e^{-x}$ indica *che la variazione di temperatura nello spessore delle pareti cilindriche si spegne ancor più rapidamente che in quelle del tipo coperchio.*

Così, trovato $\frac{dt}{dX}$ e posto $X = 0$ ovvero $x = 0$, si avrebbe, come espressione del calore ceduto dal vapore alla superficie interna delle pareti, nell'intervallo che separa il punto morto dalla posizione α della manovella,

$$Q = \frac{4.12\sqrt{2}}{\sqrt{n.2}} (\cos 2\alpha - \operatorname{sen} 2\alpha - 1)(t_m - t_2). \qquad (23)$$

La curva dei valori di Q colla (23) è analoga a quella delle temperature relative. Ne deriva che *lo scambio di calore fra metallo e vapore varia quattro volte di senso in un giro di manovella.* La curva dello scambio deve essere limitata fra 90° e 270° per il vapore che agisce da una parte dello stantuffo, essendo riferito all'anello medio. Anche con tali pareti il vapore cede calore nel 1.° periodo, e durante lo scarico ne riceve.

Si potrebbe facilmente provare che l'influenza relativa delle due specie di pareti è tale che *l'intensità degli scambi di calore dovuti alle pareti cilindriche è circa la metà di quello delle pareti coperchio.*

d) *Diagramma totale dello scambio di calore.* Il diagramma dello scambio totale di calore si ottiene sommando le ordinate dei diagrammi corrispondenti ai valori di Q per due tipi di superfici. Ne risulta che, in genere, lo scambio totale varia due volte di senso; il metallo ne riceve durante la compressione, l'ammissione e l'espansione, ne restituisce durante l'espansione e lo scarico. In casi speciali, per piccolissime ammissioni, lo scambio di calore può mutare quattro volte di senso; ma non riesce possibile precisare in qual punto si producano i due primi mutamenti, non esistendo ben netto il periodo di ammissione. Notisi che i valori di Q delle precedenti formule sono per ogni mq. di superficie.

e) *Conseguenze pratiche della teoria precedente.* La teoria esposta basa i proprii risultati sulla determinazione della curva della temperatura che può essere approssimatamente data a priori. Ci basti ora ricavare da essa qualche conseguenza indiretta.

1) *Velocità della macchina.* L'equazione (21), per le pareti tipo coperchio, dà il calore ceduto e restituito per un giro

$$Q = \frac{4.12}{\sqrt{n}}\, 2\sqrt{2}\,(t_1 - t_2) \qquad (24)$$

e per un minuto $Q_1 = 4.12\sqrt{n}.\,2\sqrt{2}\,(t_1 - t_2)$; è questo il calore dovuto alla condensazione iniziale per mq.: non è tutto perduto perchè in parte è ridato al fluido e solo in parte va al condensatore. La (24) *dice che la condensazione iniziale è proporzionale alla superficie della parete tipo coperchio, alla differenza massima di temperatura, inversamente proporzionale al numero dei giri nell'unità di tempo. Cioè la macchina darà luogo a tanto minor condensazione quanto più è rapida.*

È però a notare che l'impiego della grande velocità aumenta il valore delle superficie condensanti, onde vi sarà un limite nel beneficio; lo stesso dicasi per le espansioni troppo grandi che, a pari lavoro, esigono evidentemente un maggior diametro del cilindro. L'enunciato precedente giustifica poi in largo grado l'uso delle macchine a doppia e tripla espansione.

2) *L'influenza dell'inviluppo* che mantiene la temperatura delle pareti ad un grado elevato t_0 può essere introdotta nelle equazioni generali. Essa dà, per le pareti tipo coperchio:

$$Q = \frac{4.12}{\sqrt{n}}(t_1 - t_2)(1 - \cos\alpha + \operatorname{sen}\alpha) - \frac{60.\,\lambda.\,\alpha}{2\pi n s}\left(t_0 - \frac{t_1 + t_2}{2}\right) \qquad (25)$$

e per quelle tipo cilindro:

$$Q = \frac{4.12}{\sqrt{n}}(t_m - t_2)(\cos 2\alpha - \operatorname{sen} 2\alpha - 1) - \frac{60\,\lambda\,\alpha}{2\pi n s}\left(t_0 - \frac{t_m + t_2}{2}\right) \qquad (26)$$

ove s è lo spessore della parete, t_0 la temperatura dell'inviluppo. Questi valori corrispondono a quelli delle (21) e (23) sottrattovi il termine $\frac{60\,\lambda\,\alpha}{2\pi n s}\left(t_0 - \frac{t_1 + t_2}{2}\right)$; quindi le ordinate dei valori di Q nel caso della camicia sono diminuite dall'ordinata corrispondente a questo valore. *Vi sarà dunque coll'inviluppo minor condensazione iniziale e maggior calore ceduto al vapore dalle pareti: la disseccazione di queste sarà più rapida, il che diminuisce la perdita al condensatore.*

Se si moltiplicano per n i valori delle (25) a (26) si ha il calore ceduto in un minuto. Il termine negativo del 2.° membro risulta allora indipendente dal numero dei giri; il che prova che la quantità di calore ceduta al cilindro dalla camicia in un giro è costante, mentre il primo termine cresce con n. *Cioè la camicia è meno efficace o meno necessaria quanto più rapido è l'andamento della macchina.*

La teoria ha così messo in luce i fatti enunciati dall'esperienza.

f) La fig. 496[1] dà una *rappresentazione grafica* degli scambi di calore trovati col metodo precedente, corrispondenti a condizioni medie. In essa si ha: OX asse degli angoli descritti dalla manovella OY asse della temperatura e del calore scambiato — $abcde$ andamento della curva della temperatura per le pareti tipo coperchio — $afcghe$ eguale andamento per le pareti tipo cilindro — $OMNPX$ diagramma dello scambio di calore fra il coperchio ed il vapore — $OmnpEX$ diagramma dello scambio totale di calore fra le pareti cilindriche ed il vapore — $OBCDEX$ diagramma dello scambio totale di calore ottenuto sommando col loro segno le ordinate corrispondenti di $OMNPX$ ed $OmnpX$ — OZ linea retta che rappresenta il calore ceduto dalla camicia (parte negativa delle

formule 25 e 26) — *O B' N D' E' Z* diagramma dello scambio totale di ca-

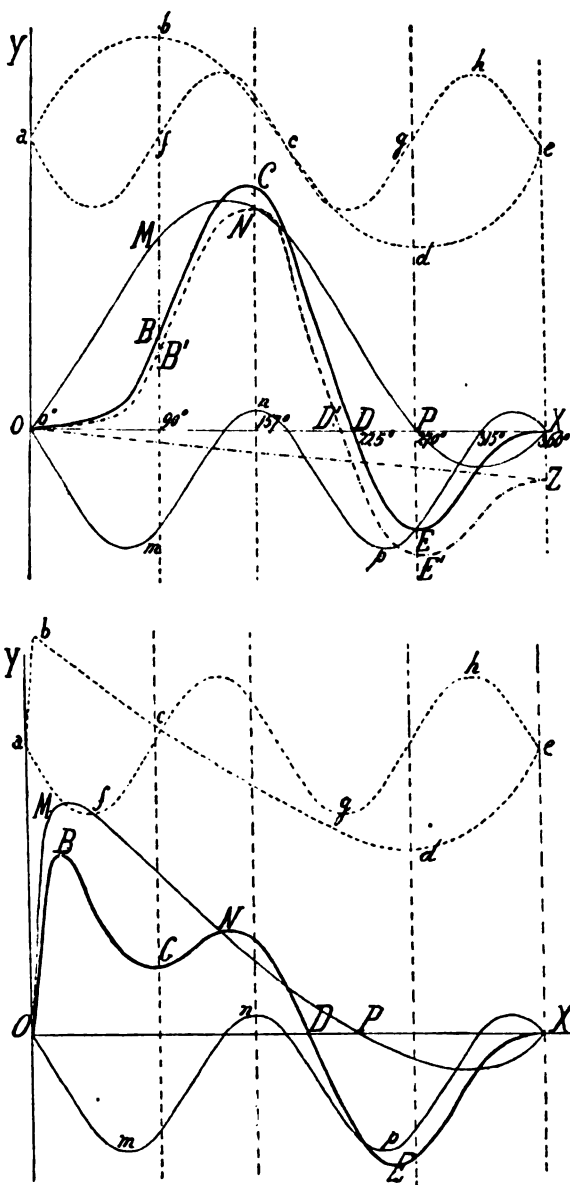



Fig. 496[1, 2].

lore nel caso dell'inviluppo ottenuto sottraendo alle ordinate di *O B C D E X* quelle di *O Z.*

Per una ammissione assai ridotta, le curve rappresentative nella figura precedente, prendono l'andamento indicato nella fig. 496 [2].

Dopo ciò noi non crediamo di diffonderci ulteriormente su questo argomento. Le applicazioni pratiche della teoria di Kirsch sono infatti ancora troppo lontane, ma noi l'abbiamo riassunta in vista delle conclusioni generali che essa permette. Lo scopo di questi studi, e di tutti gli altri del genere è quello di poter determinare con *formule semplici* la quantità di calore ceduto alle pareti, e la condensazione che vi ha luogo. Questa semplicità manca evidentemente nei risultati di Kirsch, dai quali non si desume un diagramma della temperatura che sia rappresentato da leggi semplici e che si presti a risoluzioni immediate.

Certo, trovata una formula semplice che rappresenti il calore perduto nella condensazione, viene da sè a risolversi il problema di cui si è cercato fin qui la soluzione, quella cioè che riflette la determinazione a priori del *consumo di vapore reale* ben diverso del consumo teorico che si deduce dalle dimensioni del cilindro e del rapporto di ammissione.

Ma questa ricerca si avvicina oggi alla sua soluzione come si vede in appresso.

20. Leggi sulle condensazioni nel cilindro delle macchine, e calcolo del consumo reale di vapore. – In questi ultimi tempi sono stati fatti studi profondi per determinare in via teorica, e rappresentare con formule, le relazioni fra le condizioni diverse di lavoro d'una macchina e le condensazioni che in essa si verificano; ma i risultati delle formule, oltre al non essere fra loro concordanti, non lo sono neppure coi dati dell'esperienza. Come vari la condensazione colla pressione, l'espansione, la velocità è, si può dire, problema ancora insoluto. Così alcuno ha ritenuto la condensazione proporzionale alla velocità semplice, altri alla radice della velocità; ma col considerare uno solo dei vari elementi che entrano in gioco, le formule ottenute, pur ritenendole vere pei casi speciali in cui furono dedotte, non esprimono affatto leggi generali.

Possiamo quindi dire che le leggi positive che presiedono allo scambio di calore, ed alle variazioni delle perdite per condensazione, non sono ancora nettamente definite, nè tradotte in una legge esatta. Thurston ammette che la perdita di calore per tali cause sia proporzionale alla radice quadrata al rapporto di espansione e possa determinarsi per macchine di dimensione media in base al peso di vapore o di combustibile consumato dalla macchina ideale che funzioni nelle stesse condizioni. La perdita varierebbe fra $^1/_{10}$ o $^1/_5$ di questa quantità. Si è trovato che il peso di vapore condensato per mq. di superficie interna di ammissione è, per ora e per grado centigrado, di chg. 0.13 a 0.17 (calorie 68 a 87). Per macchine senza camicia si può assumere 0.57. Queste esperienze eseguite di Kletsch erano tuttavia troppo incomplete, e si completano determinando:

1.° Le variazioni della condensazione interna col variare del grado di espansione; 2.° col variare della pressione; 3.° col variare della velocità.

Variazione della condensazione col grado di espansione. Si è trovato che le condensazioni aumentano rapide quando scema il grado di ammissione, nel qual caso le pareti del cilindro, e le superficie dello stantuffo. restano più a lungo esposte alla temperatura decrescente del vapore che

si espande. Se x rappresenta la condensazione, r il grado di espansione e e il grado di ammissione, si ha con Thurston

$$x = a\sqrt{r} = a\sqrt{\frac{1}{e}} \tag{27}$$

a essendo un coefficiente che ha un valore costante per una data macchina. Nelle macchine esperite si è trovato $a = {}^1/_6 \sim {}^1/_5$, ne risulta:

per					
	$r =$	6.66	4.00	2 85	2.22
	$a =$	0.187	0.198	0.192	0.181.

Il valore di a varia evidentemente colle diverse macchine, decresce colle dimensioni di queste e colla velocità dello stantuffo. Le esperienze provano ancora che, per rapporto alle superficie delle pareti in azione, a è direttamente proporzionale al valore di dette superfici.

Variazione delle condensazioni col variare della pressione. Si è trovato che la legge che esprime tale correlazione, per macchine a condensazione, è

$$x = m - n\,p \tag{28}$$

essendo x la frazione di vapore condensato, p la pressione del vapore condensato, ed m, n due costanti, variabili però colle macchine in azione; per le macchine esperite avevasi $m = 45$ ed $n = 1{,}5$. La legge dice che le condensazioni divengono insignificanti o nulle per pressioni molto alte: si avrebbe $x = 0$ per $p =$ chg. 24850 al mq. cioè per $p = 24$ atmosfere.

Nel caso di macchine senza condensazione si ottengono risultati diversi; sembra cioè che, sopprimendo il condensatore, la variazione nelle condensazioni sia minore e non più in rapporto diretto colla pressione.

Variazione delle condensazioni col variare della velocità. Le variazioni della velocità includono evidentemente le variazioni del tempo. Le esperienze si fecero mantenendo pressione e grado di espansione quasi costante, per modo da poter attribuire le variazioni di condensazione esclusivamente alle variazioni di velocità.

Si sarebbe al riguardo trovata l'espressione

$$x = m_1 - n_1 N \tag{29}$$

ove x è la frazione di vapore condensato, N il numero dei giri, m_1 ed n_1 due costanti che nel caso in parola erano $m_1 = 45$, $n_1 = 0.33$. Risulterebbe che per $N = 140$ giri al minuto $x = 0$. Questo risultato tuttavia contraddice ad altri. Il prof. Cotterill ad esempio rappresenta la velocità limite per cui $x = 0$ col valore di $N = 400$ il che modificherebbe le costanti m_1 n_1. S'intende che tali valori si riferiscono a macchine senza inviluppo.

Fourier avrebbe trovato che la quantità Q di calore assorbito è espressa da

$$Q = a(T_1 - T_2)\sqrt{t} \tag{30}$$

ove t rappresenta il tempo in minuti, T_1 e T_2 le temperature massime e minime ed a una costante; il che dice che la quantità di calore assorbito

varia in ragione inversa della radice quadrata della velocità della macchina.

Escher ha proposto la formula

$$C\,W = \gamma\,A \,.\, \frac{S}{\sqrt{N}}\, \frac{T_1}{T_m} \tag{31}$$

ove C è la condensazione iniziale, in calorie per chg. di vapore, all'interno di un cilindro senza camicia, W il peso d'acqua di alimentazione consumato per ogni corsa in chg., T_1 e T_m la temperatura iniziale del vapore e la temperatura media delle pareti, γ il peso al mc. ed in chg. del vapore all'entrata nel cilindro; A una costante (nel caso delle esperienze $A = 13{,}52$), S la superficie che opera il raffreddamento del vapore all'entrare nel cilindro. Nel caso di macchine ad inviluppo $\frac{T_1}{T_m} = 1$ ed A diminuisce (nel caso della prova $A = 9.46$).

Marks avrebbe stabilito, per la quantità di vapore condensato, il valore di $C = 0.180$, che corrisponde a 90 calorie per ora, per metro quadrato di superficie interna del cilindro, e per grado di differenza di temperatura; e la condensazione totale all'interno del cilindro sarebbe determinabile colla

$$W = C\,A\,(T_1 - T_2)\,t \tag{32}$$

ove C è la costante, A l'area della superficie interna con cui il vapore viene a contatto, misurata fino alla fine dell'ammissione in mq., t il tempo dell'esposizione desunto dalla esperienza. Vedesi tuttavia che esiste nel valutare l'influenza del tempo una sensibile divario fra gli autori. Tuttavia le varie formule presentano nei coefficienti sperimentali desunti dalla esperienza, valori che si accordano sensibilmente.

Thurston dice che, nel calcolo del peso probabile di calore *totale* assorbito dalle perdite interne, si può fare uso della espressione

$$W = \frac{W_1\, a}{D}\, \sqrt{r\, t}, \tag{33}$$

ove W_1 è il peso di vapore consumato dalla macchina ideale in cui non si producano condensazioni interne, a la costante determinata come addietro, e che può tenersi $a = 100 \sim 75$ per macchine senza camicia, ed $a = 75 \sim 50$ per macchine con camicia di vapore, D il diametro del cilindro in millimetri, r il rapporto di espansione, t il tempo impiegato in una corsa in secondi.

Nel caso di vapore surriscaldato può fare $a = 25$.

Bodmer e Willan propongono la formula

$$Q = \frac{C\,(T_1 - T_2)\,S}{N^{\frac{2}{3}}} \tag{34}$$

ove Q è il calore trasmesso in calorie, T_1 e T_2 la differenza di temperatura, S le superficie delle pareti (spazio nocivo, condotti e cilindro per l'ammissione) ed N il numero dei giri al minuto. La costante C varia da 0.49 per macchine monocilindriche senza inviluppo, a 2.42 per macchine ad inviluppo.

Notisi però che la superficie interna influisce non soltanto col suo valore totale, ma ancora per il rapporto delle sue dimensioni diametro d, e corsa s. È facile infatti provare che se V è il volume del cilindro ed S la sua superficie condensante, la condensazione è proporzionale al rapporto $\frac{S}{V}$, che può esprimersi colla

$$\frac{S}{V} = k\,d^2 + h\sqrt{s}$$

k ed h essendo due costanti; e cioè la perdita è influenzata in modo diverso dalle variazioni di d e di s. Tuttavia perchè effettivamente il rapporto

$$\frac{S}{V} = \frac{d^3}{d^2} = d$$

potrà bastare tener conto del diametro nel valutare la perdita.

Chiudiamo il presente cenno nel ricordare la formula di Cotterill per macchine monocilindriche funzionanti sotto ordinario grado di espansione

$$I = \frac{C \log. r}{d\sqrt{N}} \qquad (35)$$

nella quale y è il rapporto di condensazione, r il rapporto di espansione, d il diametro del cilindro in metri, N il numero di giri al minuto, e C un coefficiente che varia da 1.20 a 2 50. Il peso totale di vapore necessario si otterrà moltiplicando il consumo teorico di vapore pel coefficiente $(1 + y)$ che dicesi *fattore di liquefazione.*

Gli studi che non abbiamo brevemente riassunto provano essere prossima la soluzione del problema che permette determinare in una motrice a vapore il consumo effettivo di vapore, tenendo conto non solo del volume di ammissione, ma di quella quantità che per effetto di condensazione non viene accusata dall'indicatore. Già i risultati numerici raccolti permettono di utilizzare le formule precedenti a questa determinazione.

Nota. Gli sperimentatori si sono anche occupati di svolgere il bilancio termico della motrice ponendo in evidenza l'efficacia dei diversi elementi.

Ecco alcuni dati sperimentali sul modo col quale il calore speso si ripartisce fra le diverse perdite che hanno luogo nelle macchine, secondo Thurston:

	Attivo	Passivo
Calore immagazzinato nel vapore saturo ammesso alla macchina	100	
Calore speso. Conduttività esterna		6
„ „ „ interna o scambi di calore colle pareti		33
„ „ Perdita termodinamica (ciclo di Carnot)		41
„ „ Perdita dovuta all'attrito		8
„ „ Lavoro utile		12
	100	100

Ecco altre cifre fornite da Ewing:

		Calore
Calore fornito alla macchina ad ogni giro . . .		347
„ „ alla camicia di vapore		53
„ totale		400
„ restituito alla caldaja		10
„ netto formato		390
„ convertito in lavoro	57	
„ assorbito dal condensatore	333	
	390	

Rendimento $\frac{227}{1441}$ 0.146

Rendimento termodinamico 0.335

§ 3.

Calcolazione delle macchine a vapore monocilindriche. Consumo di vapore.

21. Calcolo del lavoro indicato, effettivo e delle dimensioni del cilindro. Sieno:

O l'area retta dello stantuffo premuta dal vapore (dedotta la sezione dello stelo) in mq. D il diametro ed S la corsa dello stantuffo in m.[1], v la velocità media dello stantuffo in m.[1] al 1″, ed n il numero dei giri dell'albero motore al 1′ cioè $v = \frac{2\,n\,S}{60}$.

m il coefficiente dello spazio nocivo per ciascuna parte del cilindro, cioè il rapporto di questo spazio col volume d'una corsa intera $O\,S$; valore variabile da 005 $\sim$ 0.025 secondo la maggiore o minor lunghezza dei condotti di ammissione.

$S_1 = e_1\,S$ cammino dello stantuffo dal principio di corsa alla fine dell'ammissione; $e_1 = s_1/s_1$ *grado nominale di ammissione.*

$S_2 = e_2\,S$ cammino dello stantuffo dall'estremo di corsa fino alla fine dello scarico.

n_e pressione effettiva del vapore in atmosfere nella caldaia — p pressione *assoluta* in caldaia in kg. per mq. $p = 10330\,(n_e + 1)$.

p_1 pressione assoluta iniziale nel cilindro, variabile da $0.90\,p$ a $0.92\,p$ per le ordinarie distanze dalla caldaia alla motrice, secondo il diametro o la lunghezza dei tubi di presa.

p_2 contropressione, o media pressione durante lo scarico (circa 2000 kg. per mq. per macchine a condensazione e 11500 per macchine senza condensazione).

$\alpha\,p_1$ pressione del vapore all'estremo dell'ammissione, essendo α_1 un coefficiente tanto < 1, quanto più lentamente gli organi della distribuzione chiudano la luce di ammissione, e grande sia la velocità dello stantuffo.

$a_2 p_2$ contropressione del vapore nel punto in cui si chiude lo scarico e comincia la compressione, α_2 essendo tanto > 1 quanto più lento è il moto degli organi distributori.

p_m media pressione effettiva nel cilindro, eccesso della media pressione assoluta su una faccia dello stantuffo sopra la media pressione dell'altra faccia (scarico) espressa in kg. per mq.

$L_i =$ lavoro indicato in kgm. al 1″; L_i' lavoro indicato per una corsa.

N_i lavoro indicato in cavalli, N_e lavoro effettivo sull'albero motore in cavalli;

$$L_i = O \cdot p_m \cdot v \qquad N_i = \frac{O p_m v}{75} \qquad N_e = \eta N_i \tag{36}$$

e per una corsa

$$L_i' = O p_m S. \tag{37}$$

In una motrice esistente il valore di p_m deducesi dal diagramma dell'indicatore. In una macchina di cui si vogliano le dimensioni si suppone a priori un dato svolgimento nella linea del diagramma che permetta di calcolare il lavoro per ogni fase in cui si suppone scomposto il ciclo

Il lavoro totale è, in una corsa, la somma algebrica dei lavori parziali per ogni singola fase.

$$L_{amm.} + L_{esp.} - L_{scar.} - L_{comp.} = O p_m S. \tag{38}$$

1.° Il lavoro nella fase di introduzione $L_{amm.}$ è

$$L_{amm.} = O p_1 S_1 . \tag{39}$$

2.° Il lavoro nella fase di espansione $L_{esp.}$ si determina fissata la legge della curva di espansione. Questa legge, nell'ipotesi della non conducibilità delle pareti, sarebbe la adiabatica del vapor saturo $p V^\mu =$ cost. in cui $\mu > 1$ e precisamente $\mu = 1.035 + 0.1 x$ se x è il titolo iniziale del vapore; essa subisce in realtà notevoli variazioni, e nei casi ordinarii, in cui fenomeni di rievaporazione sono prevalenti, e specie coll'impiego della camicia di vapore, il μ (come risulta dalle esperienze coll' indicatore) si avvicina all'unità, o discende al di sotto. La curva di espansione si mantiene perciò d'ordinario più alta dell'adiabatica e fornisce un lavoro maggiore. Ordinariamente $\mu = 1$, cioè $p V =$ cost., ammettendosi, come dato dell'esperienza, che le variazioni di volume e di pressione avvengono colla legge di Mariotte. Nelle macchine a vapore saturo, funzionanti con camicia, in giuste condizioni di espansione, μ può discendere a 0.80—0.90. Sarà in tal caso maggiore il lavoro fornito nell'espansione, di quel che non sia per $\mu = 1$; ma dovendosi calcolare una macchina da costrurre, non è dannoso per ragione di sicurezza il presumere verificate condizioni le quali assicurino la possibilità di produrre un lavoro alquanto maggiore del calcolato.

Questo premesso, e ricordato che il volume degli spazi nocivi concorre alla fase di espansione, si avrà per una corsa:

$$L_{esp.} = O \cdot (S_1 + m S) \alpha_1 p_1 \log. \frac{S + m S}{S_1 + m S} . \tag{40}$$

3.° Il lavoro nella fase di scarico sarà:

$$L_{scar.} = O\, p_2\, S_2 . \qquad (41)$$

4.° Il lavoro della fase di compressione si ha d'ordinario assumendo la curva di compressione come una iperbole equilatera. Però, quanto più il grado di compressione è elevato (condizione favorevole a diminuire la influenza degli spazi nocivi) ed il cilindro è riscaldato all'esterno coll'inviluppo, il valore di μ, per la curva di compressione nella $P V^{\mu} =$ cost., può salire a 1.1 ~ 1.2. Ammesso tuttavia $p V =$ cost. si ha:

$$L_{comp.} = O\,(S - S_2 + m\,S)\,\alpha_2\, p_2 \log._e \frac{S - S_2 + m\,S}{m\,S} . \qquad (42)$$

Sommando col loro segno i quattro lavori si ha

$$\left.\begin{aligned} p_m = &\left[e_1 + \alpha_1\,(e_1 + m) \log_e \frac{1 + m}{e_1 + m}\right] p_1 - \\ &- \left[e_2 + \alpha_1\,(1 - e_2 + m) \log_e \frac{1 - e_2 + m}{m}\right] p_2 \end{aligned}\right\} \qquad (43)$$

cioè

$$p_m = k_1\, p_1 - k_2\, p_2 \qquad (44)$$

dando a k_1 e k_2 il valore dei termini fra parentesi. Noti k_1 e k_2 si ottiene la sezione retta del cilindro dalla

$$O = \frac{75 \cdot N_t}{p_m\, v} = \frac{1}{\eta}\;\frac{75 \cdot N_e}{p_m\, v} ,$$

e quindi il diametro colla

$$\frac{\pi\, D^2}{4} = 1.02 \,.\, O. \qquad (45)$$

il coefficiente 1.02 rapresenta la media correzione dovuta al diametro dello stelo

A compiere il calcolo importa conoscere i valori di $k_1\, k_2$, v ed η.

1.° *I valori di* h_1 e k_2 dipendono dal grado di ammissione e di compressione, dallo spazio nocivo e dai coefficienti α_1 ed α_2.

I diversi gradi di espansione sono ottenuti coi sistemi di distribuzione in uso. La loro variabilità è una proprietà insita nella disposizione cinematica che la costituisce ed ha ordinariamente dei limiti.

In generale, malgrado il risultato teorico che consiglia le grandi espansioni, non vi è economia, nelle macchine ad un cilindro, a ridurre il grado nominale di ammissione e_1 sotto $^1/_7$ ~ $^1/_{10}$. Le grandi espansioni scemano la pressione media, onde richieggono, per un dato lavoro, un maggior diametro del cilindro, il che è causa di maggiori resistenze d'attrito e di maggiori perdite di calore; con esse poi, riescendo le pressioni sullo stantuffo agli estremi di corsa assai diverse, aumenta anche il peso del volano regolatore. Si ammette che la pressione alla fine dell'espansione non debba superare, come limite estremo, di oltre atmosfere 0.3 ~ 0.4 la contropressione effettiva dello scarico, talchè essa riescirà nelle macchine senza condensazione di atmosfera 1.5 — 1.60 ed in quelle a condensazione di 0.60 circa.

Il grado normale d'ammissione e_1 viene, su questi dati di pressione finale, fornito dalla seguente tabella, tra i cui valori si sceglie preventi-

vamente quello di e_1 nei vari casi, senza però attenervisi in modo assoluto.

Pressione ass.ª in atm.ª $(n + 1)$		3	4	5	6	7	8	9
Macchine senza condensazione	$s_1/S = e_1 =$	$1/2$	$1/2.5$	$1/3$	$1/4$	$1/4.5$	$1/5$	$1/6$
" " condensazione	$s_1/S = e_1 =$	$1/4.5$	$1/6$	$1/7$	$1/9$	$1/10$	$1/12$	—

Si adottano le espansioni maggiori per le macchine più potenti.

Il valore di S/s_1 non rappresenta il grado di espansione effettivo che è dato da

$$\frac{S_1 + m S}{S + m S}$$

ovvero

$$\frac{e_1 + m}{1 + m}.$$

Si avrà quindi:

per	$1/e_1 = S/s_1 =$	2	2.50	3.30	4	5	6.6	10
per $m = 0.02$	Valori di $\frac{1 + m}{e_1 + m} =$	1.96	2.4	3.10	3.7	4.6	6	8.5
$m = 0.05$		1.90	2.3	3	3.5	4.2	5.24	7
$m = 0.1$		1.83	2.2	2.7	3.14	3.6	4.4	5.5

L'influenza dello spazio nocivo è perciò notevole; e conviene ridurlo al minimo, per ricavare i benefici inerenti alle grandi espansioni. Uno dei mezzi per scemare, nell'espansione, l'effetto dello spazio nocivo, è di aumentare la corsa della macchina; ma tale aumento si trova anzi ridotto nelle macchine recenti, sia per diminuire il costo, sia per aumentare il numero dei giri. Vi sono dunque condizioni pratiche quasi contradditorie, in un opportuno equilibrio delle quali sta la maggior convenienza della motrice.

Il valore di p_1 (che è in diretto rapporto con p) va nell'uso odierno sempre più crescendo. I valori ordinarii sono, nelle macchine a condensazione ad un cilindro, da 5 a 7 atmosfere, limite imposto da due condizioni: l'una di ottenere una sufficiente espansione e l'altra che i benefici della condensazione diminuiscono a misura che la pressione aumenta. Nelle macchine senza condensazione la pressione è salita fra i limiti di 6 — 9 atmosfere ed in America per macchine fisse si è fatto uso di pressioni di 12 — 14 atmosfere assolute, allo scopo di poter disporre, oltre che di un maggior salto di temperatura, di più grandi espansioni.

Il valore di α_1 dipende dai tipi di distribuzione; e, secondo che la chiusura della luce di ammissione sia graduale od a scatto, sarà

$$\alpha_1 = 0.95 \sim 1.$$

Con queste osservazioni preliminari può essere calcolato il valore di k_1. Si ha perciò, per $\alpha_1 = 1$:

valori di e_1	$1/10$	$1/9$	$1/8$	$1/7$	$1/6$	$1/5$	$1/4$	$1/3$	$1/2$	$2/3$	$4/5$	$9/10$
per $m = 0{,}05$ $k_1 =$	0.39	0.41	0.44	0.47	0.51	0.56	0.62	2.72	0.86	0 95	0.97	0.99
" $m = 0.025$ $k_2 =$	0.36	0.38	0.41	0.45	0.49	0.54	0 61	0.71	0.85	0.94	0.97	0.99

Quanto alla fase di compressione, abbiamo già notato come, malgrado la riluttanza dei costruttori, converrebbe fare uso di un grado di compressione elevato. Esso attenua gli urti al punto morto, e riduce l'effetto degli spazi nocivi; l'elevazione di temperatura che produce scema inoltre le condensazioni nell'ammissione. Il lavoro assorbito nella compressione viene restituito nella fase successiva; essa provoca solo un leggero aumento nelle dimensioni della macchina.

Il valore ordinario di e_2 varia da 0.85 ~ 0.95; il valore di α_2 da 1.05 ~ 1.1. La pressione del vapore nello spazio nocivo p_c, alla fine della compressione, è data da

$$p_c = \frac{1 - e_2 + m}{m} \alpha_2 p_2 ; \qquad (46)$$

dalla quale relazione risulta che, nell'ipotesi della legge di Mariotte per la compressione, il massimo valore ammissibile di e_2 si avrà per $p_c = p_1$ e quindi

$$e_2 = 1 - m \left(\frac{p_1}{\alpha_2 p_2} - 1 \right).$$

Il limite ordinario di e_2 non discende sotto 0.70. Il valore di k_2 è dato da:

$e_2 =$	0.5	0.6	0.7	0.8	0.85	0.9	0.95	1
per $m = 0.05 \quad k_2 =$	1.84	1.60	1.40	1.24	1.15	1.08	1.03	1
» $m = 0.025 . k_2 =$	2.10	1.85	1.55	1.35	1.20	1.12	1.07	1

Coi valori di k_1 e k_2 è noto p_m dalla (44).

2.° *Velocità dello stantuffo e corsa.* Il lavoro indicato (in kgm. $L_1 = O p_m v$ ed in cav. $N_1 = {}^1/_{75}\, O p_m v$) richiede la nozione del valore di v velocità media dello stantuffo. Tra la corsa S, il numero dei giri n e la velocità v corre la relazione $v = \frac{2 n S}{60}$, nella quale, dati due degli elementi, il terzo riesce determinato.

Quanto alla velocità dello stantuffo v, si distinguono le macchine in tre gruppi: macchine lente $v = 1^m \sim 1^m.50$, macchine a media velocità $v = 1^m.50 \sim 2^m.50$, macchine veloci $v = 2.50 \sim 5^m$ (e qualche rara volta per scopi speciali fino a 6^m). I valori medi ordinarii, contenuti in passato al limite di 2^m, superano ora, per tendenza che si accentua, questi limiti, e tanto più quanto più la macchina è potente. Abbiamo già ricordato il beneficio che si accompagna alle grandi velocità: vedremo in appresso in qual modo la scelta della velocità debba essere confrontata cogli altri elementi. Si dà specialmente il nome di ***macchine a grande velocità*** a quelle che, insieme ad un'alta velocità di stantuffo, hanno un numero di giri molto elevato, come si ottiene riducendo la corsa. Ma l'aumento eccessivo nel numero dei giri trae seco inconvenienti gravi, per rapporto all'inerzia delle masse, nel movimento rettilineo alternativo dello stantuffo, che ri-

flettono l'andamento dolce e regolare, specie nelle macchine a doppio effetto Il numero dei giri massimo raggiunto in queste, e per i più piccoli lavori, non supera i 500: corrispondono a macchine costrutte specialmente per soddisfare ai bisogni dell'industria elettrica. Ma è questo un limite eccezionale: nei casi ordinarii di macchine a media velocità, il numero dei giri varia da 180 ~ 60 dalle piccole alle grandi macchine (100 cav.) e da 400 ~ 180 per le macchine veloci (fino a 100 cav.).

La scelta di v e di n determina senz'altro il valore di S, il quale praticamente rimane fra certi limiti che non conviene superare. Si può anche fissare a priori S colla $S = (2{,}7 - D)\, D$ circa, ed in ogni caso non conviene, anche nelle macchine a grande numero di giri, che S discenda sotto 1.70 D. Un valor medio proprio si ha per $S = 2\,D$.

Coefficiente di effetto utile organico; sezione del cilindro. Noti i vari elementi si ha:

$$O = \frac{75 \cdot N_i}{p_m\, v} = \frac{1}{\eta}\,\frac{75 \cdot N_e}{p_m\, v} \qquad (47)$$

in questa N_e è dato a priori, volendosi calcolare la macchina sopra un lavoro effettivo determinato; così p_m e v sono noti. Il valore di η è il coefficiente che rappresenta le resistenze del meccanismo.

3.° *Perdite per resistenze passive.* Gli attriti interni, da cui dipende il coefficiente organico, si risolvono in una semplice riduzione del rendimento meccanico; essi derivano dal movimento relativo delle superfici a contatto, e la lubrificazione li riduce al minimo, in quanto riduce il coefficiente d'attrito. E così conviene — ridurre il diametro degli organi e perni al minimo e lisciare la superficie a contatto il più esattamente possibile.

Sono state eseguite molte esperienze per determinare il valore del coefficiente organico, e i risultati di Walther Meunier, per macchine di ordinaria e buona costruzione, danno un rapporto tra il lavoro indicato e il lavoro effettivo che varia da 0.68 a 0.88.

Altre esperienze danno i seguenti valori:

	per N_e =	10	20	30	50	80	120	160	200	250 ecc.
η	macch.° a cond.° =	—	0.66	0.70	0.75	0.79	0.82	0.84	0.85	0.86
	" " =	0.70	0.74	0.77	0.81	0.84	0.85	—	—	—

I valori di η qui esposti sono giustificati dal fatto che la condensazione rende più complessa la motrice e quindi producc una maggior perdita per resistenze d'attrito, la quale esclude d'ordinario l'uso della condensazione per lavori inferiori ai 20 cavalli.

Nota. Le condensazioni che hanno luogo nel cilindro e l'attrito modificano, spesso fortemente, il modo onde si produce il consumo di calore e l'espansione, sicchè il grado di espansione che dà il migliore rendimento è minore di quello che la teoria indicherebbe; le condizioni variano poi colle diverse macchine e colla velocità dello stantuffo.

La curva di espansione riesce modificata dall'azione delle pareti e dall'acqua contenuta nel fluido al momento in cui cessa l'ammissione. Essa può essere rappresentata nel più dei casi da una politropa $p v^x =$ cost.;

x varia secondo la proporzione d'acqua e di vapore al cominciare dell'espansione. È impossibile dire a priori quale sia il valore di x per ogni caso particolare; sta il fatto che nelle macchine ben studiate $x = 1$, come si è ammesso; però, se il vapore è secco o surriscaldato, la linea d'espansione si avvicina alla adiabatica: se ne allontana tanto più se la velocità della macchina scema e cresce l'umidità iniziale del vapore; la curva limite in questo caso sarebbe $p v^{1,5} = \text{cost.}$, caso che si incontra solo nelle macchine senza camicia, con velocità inferiore a m, 0.25 al secondo e con grande rapporto di espansione.

Nel caso di fughe anche, il valore di x diventa minore 1 e la curva sale al disopra di quella di Mariotte.

22. Calcolo grafico della pressione media. — Come il lavoro d'una motrice in funzione si calcola sul diagramma dell'indicatore, così il lavoro di una motrice in progetto, o meglio il valore di p_m, può essere calcolato tracciando il diagramma teorico del lavoro durante una corsa. La questione riducesi a tracciare graficamente le linee di espansione e di compressione, posto che il loro andamento sia quello della curva di Ma-

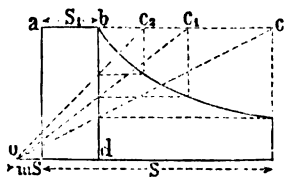



Fig. 497.

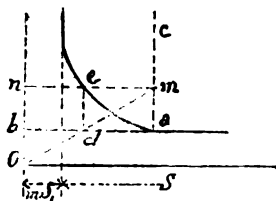



Fig. 498.

riotte. Quanto alle linee dell'ammissione e della contropressione si possono considerare parallele all'asse delle corse. Generalmente, durante l'ammissione, la linea della pressione è leggermente inclinata sull'asse delle corse da p_1 a $0{,}95\, p_1$ (valori medi) a cagione della condensazione, del graduale restringersi della luce di passaggio e della velocità dello stantuffo che va aumentando dal principio alla metà della corsa.

Per tracciare la linea di espansione (fig. 497) portisi sull'asse orizzontale dal punto o, lo spazio nocivo $m\, S$ e la corsa S. Nel punto b, origine della curva di espansione, facciasi $b\, d = \alpha p_1$. Per b conducasi l'orizzontale $a\, c$. Dal punto o si conducano in un numero qualunque i raggi $o\, c$, $o\, c_1$ $o\, c_2$, ecc. I punti di incontro delle verticali condotte per $c\, c_1\, c_2$ colle orizzontali passanti per le intersezioni dei raggi stessi colla $b\, d$, dànno altrettanti punti della curva.

È agevole il constatare, mediante la legge di similitudine dei triangoli, che si ha per qualsiasi punto della curva corrispondente alla corsa S_x la $p_1\, (S_x + m\, S) = p_x\, (S_2 + m\, S)$. L'asse della curva è la bisettrice dell'angolo in o.

In egual modo si può costruire la curva della contropressione: fig. 498. Per a, punto in cui essa comincia, conducesi l'orizzontale $a\, b$, e la verticale $a\, c$. In un punto m qualsiasi di questa conducesi $m\, n \parallel$ ed $a\, b$ e la $m\, o$; la verticale condotta da d su $b\, a$, determina il punto e della curva e così per gli altri punti.

Fissato così a priori un diagramma reale, e arrotondati gli spigoli vivi del medesimo, si potrà graficamente avere il valore di p_m nelle stesse condizioni che servirono di fondamento al calcolo algebrico.

23. Pressioni effettive trasmesse alla biella. — Importa conoscere, per le considerazioni che saranno svolte sull'influenza della velocità e sull'andamento più o meno regolare delle macchine a vapore, quali sieno gli sforzi effettivamente agenti sullo stantuffo e da questo trasmessi alla biella motrice, che riescono modificati, rispetto al valore che per essi si dedurrebbe dal diagramma delle pressioni, della inerzia delle masse moventisi collo stantuffo di moto rettilineo alternato.

Si consideri colla fig. 499 il meccanismo principale d'una motrice a vapore.

I pezzi dotati di movimento alternato (stantuffo, stelo, testa a croce ed una parte del peso della biella) per l'inerzia della loro massa, nel loro movimento, che è durante una corsa dapprima accelerato poi ritardato, influiscono sui valori delle pressioni agenti sopra la faccia dello stan-

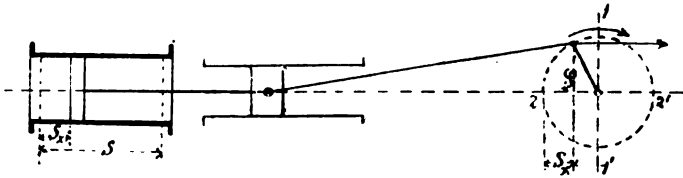



Fig. 499.

tuffo. Se lo stantuffo è al punto morto, la velocità sua e degli organi suindicati è nulla; ma, durante la prima mezza corsa all'incirca, il moto va accelerandosi fino a raggiungere la velocità periferica del bottone di manovella. Questo acceleramento richiede un lavoro che viene fornito dal fluido motore, una parte della cui potenza si maschera per ciò allo scopo di imprimere agli organi indicati l'accelerazione necessaria. Ma, quando il bottone di manovella oltrepassa (pel senso di moto della figura) il punto per cui biella e manovella sono perpendicolari (punto che per biella infinita si trova sulla 11), lo stantuffo deve ritardare per ridursi di nuovo, nel punto morto 2', alla velocità zero. In questa fase di movimento ritardato, esso restituirà interamente il lavoro (la forza viva) raccolto nella prima; le successive pressioni corrispondenti a questi lavori saranno sottratte alle pressioni effettive sulle stantuffo nella prima fase della corsa e nella seconda fase invece aggiunte.

L'influenza della massa degli organi considerati non altera perciò la somma di lavoro sviluppato in ogni corsa (e cioè *l'area del diagramma*), ma altera la legge di successione delle pressioni reali sullo stantuffo (e cioè *la forma del diagramma*). È importante assai il conoscere l'influenza del movimento di queste masse sugli elementi che servono di base al calcolo d'una motrice (la pressione, il grado di ammissione, la velocità, la corsa, ecc.), e ciò allo scopo di poter determinare la condizione di massima regolarità nel movimento di una macchina, condizione data dal fatto che le pressioni orizzontali trasmesse alla biella sieno poco diverse agli estremi di corsa.

Sieno: P il peso degli organi a moto alternato, r il raggio della manovella $= {}^{S}/_{2}$, v_0 la velocità periferica della manovella considerata come uniforme, $v_0 = \frac{2 \pi r n}{60}$, φ un angolo qualunque percorso dalla manovella a partire dal punto morto, S_x il cammino dello stantuffo corrispondente a φ, O l'area dello stesso premuta dal vapore.

Se si ritiene infinita in lunghezza della biella (condizione che può

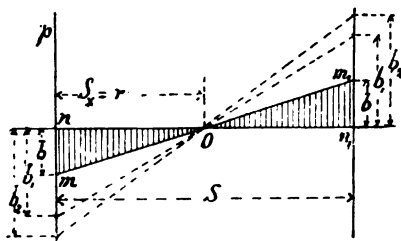



Fig. 500.

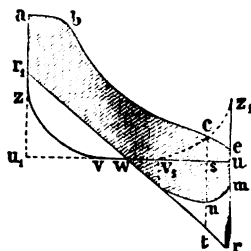



Fig. 501.

bastare nei calcoli pratici), la pressione corrrispondente alla accelerazione della massa ${}^{P}/_{g}$, nel senso di moto dello stantuffo, è

$$\frac{P}{g} \frac{v_0^2}{r} \cos \varphi,$$

e per unità di superficie dello stantuffo, se

$$p = \frac{P}{O},$$

sarà

$$\frac{p}{g} \cdot \frac{v_0^2}{r} \cos \varphi,$$

che può denominarsi ***pressione d'accelerazione, specifica*** (b_x). Posto ora

$$\cos \varphi = \frac{r - S_x}{r}$$

sarà,

$$b_x = \frac{p}{g} \frac{v_0^2}{r} \cdot \frac{r - S}{r}. \tag{48}$$

Questa equazione rappresenta una retta riferita ai due assi ortogonali delle corse e delle pressioni. Per $S_x = 0$ ed $S_x = S = 2r$ i valori di $b_x (= b)$ sono eguali e di segno contrario; per $S_x = {}^{S}/_{2} = r$, $b_x = 0$.

Per qualunque velocità, l'equazione è rappresentata da rette che partono (fig. 500) come un fascio dal punto O corrispondente alla metà della corsa. Le ordinate verticali nella metà anteriore della corsa vanno sottratte dalle ordinate del diagramma delle pressioni del vapore, le altre aggiunte.

Volendosi adunque ***le pressioni effettive trasmesse alla biella***, basterà dato il diagramma del vapore $a\,b\,c\,u\,v\,z$ (fig. 501), rovesciare la linea dello scarico $z\,v\,u$, in $u_1\,v_1\,z_1$ perchè le ***pressioni effettive sullo stantuffo***, considerando gli sforzi che agiscono contemporaneamente su una faccia e sul-

l'altra del medesimo, sono date dalle ordinate del diagramma $a\,b\,c\,z_1\ v_1\ u_1$. Poi portate $u_1\,r_1$ ed $u\,r$ eguali a b (pressione dell'accelerazione specifica) e condotta la $z_1\,r$ e sottratte od aggiunte le ordinate corrispondenti, s'avrà nell'area tratteggiata il diagramma le cui ordinate forniscono le pressioni effettive trasmesse alla biella.

Il valore di b_x può esprimersi ricordando che $v_0 = \frac{2\pi r n}{60}$ ed $r = S/_2$ colla

$$b_x = \frac{p}{1800} S n^2 . \frac{S/_2 - S_x}{S/_2} = 0.00055\, p . S n^2 \left(\frac{S/_2 - S_x}{S/_2}\right). \tag{49}$$

I valori di $u\,r$ od $u_1\,r_1$ si ottengono facendo $S_x = 0$ cioè

$$b = 0{,}00055\, p . S n^2. \tag{50}$$

In queste relazioni si ha $p = \frac{P}{O}$, cioè p è il peso degli organi a moto alternato per unità di area dello stantuffo. Se si esprime il valore di p numericamente in kg. per cmq. di stantuffo, valore che ordinariamente varia fra 0.33 ~ 0.28, (V. esperienze di Radinger; Thurston dà 0.14 — 0.20) la formula (50) esprime senz'altro in atmosfere il valore della pressione. Il valore di P può essere espresso per le motrici piccole senza condensazione colla $P = 20$ kg. $+ 0.005\, D^2$ cm.; per le medie $P = 0.0053\, D^2$ cm.; per macchine a condensazione $^5/_4$ dei precedenti valori.

Il triangolo $O\,n\,m$ (fig. 500) rappresenta il lavoro assorbito nella prima mezza corsa, per l'accelerazione dello stantuffo, restituito nella successiva nella misura data dal triangolo $O'\,m'\,n'$. Questo lavoro è espresso da

$$\frac{1}{2} O . r . \frac{p}{g} \frac{v_0^2}{r} \quad \text{cioè} \quad p . \frac{v_0^2}{2g}. \tag{51}$$

Le formole precedenti suppongono la biella di infinita lunghezza; ed è ipotesi ordinariamente accettata in tutti i calcoli riflettenti la macchina a vapore, e sufficiente nei risultati pratici. Non ci fermiamo perciò ad analizzare particolarmente il caso della biella finita; in esso la linea dei valori di b_x avrebbe un andamento curvilineo.

L'equazione relativa rappresenterebbe una linea parabolica ed i singoli valori b_x, sarebbero dati da

$$b_x = p \frac{n^2 . r}{900} \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2\varphi \right) \tag{52}$$

dove φ è l'angolo percorso dalla manovella, r il raggio di questa ed l la lunghezza della biella. (Confrontisi questa formula colla (49) osservando che $S = 2\,r$.)

Il punto O della fig. 500, cui corrisponde una pressione di accelerazione specifica nulla, non corrisponderebbe per biella finita alla metà della corsa.

Ecco un *metodo semplice* per determinare *approssimativamente* la linea delle accelerazioni che sostituisce la linea retta trovata nell'ipotesi che si trascuri la obliquità della biella (fig. 502). Si determinano tre punti della curva, facendo passare per questi una circonferenza che corrisponde abbastanza bene alla parabola della curva reale; $A\,B\,C$ è la retta; sono note

le ordinate OA e CX ed il punto B è alla metà della corsa. Il punto E della curva cercata corrisponde al punto in cui si trova lo stantuffo quando l'asse della biella motrice è tangente al circolo descritto dal bottone di manovella. All'uno e all'altro estremo il reale valore della forza centri-

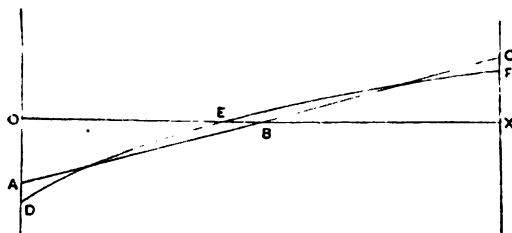



Fig. 502.

fuga è inferiore a quello calcolato supponendo i pesi riportati sul bottone di manovella nella proporzione dei raggi misurati per ogni caso, a partire dall'asse istantaneo di rotazione, cioè a dire nel rapporto della manovella alla biella. Ora, se tal rapporto è 5 (proporzione abituale) le ordinate OD e CX si trovano ridotte di $^1/_5$ ciascuna e le nuove ordinate OA e XF ci dànno le estremità della curva DEF che vuolsi ottenere.

Si ha anche un *metodo grafico* proposto da Rittershaus per determinare l'accelerazione degli organi motori alternativi (fig. 503).

Sieno AB la manovella, BC la biella e AC la linea dei centri;

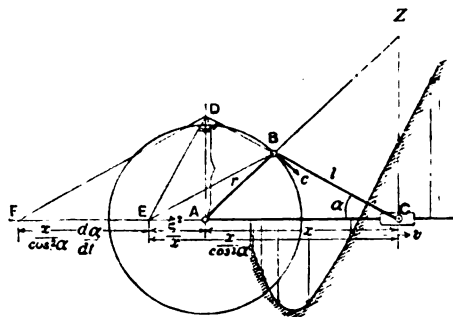



Fig. 503.

facciasi BZ perpendicolare a CB, CZ ed AC, AD ad AC e DE a CD, e conducansi DF e BE parallele.

Il punto Z è centro di istantanea rotazione, e le velocità di B e C sono nel rapporto

$$v : V = CZ : BZ;$$

sia r il raggio di manovella, e facciasi $M = AD$; sarà allora

$$\frac{v}{V} = \frac{M}{r} \qquad v = M\frac{V}{r}$$

$$M = AC \operatorname{tang.} \alpha = x \operatorname{tang} \alpha.$$

$$\frac{dM}{dt} = \frac{dv}{dt}\frac{v}{V} = x\frac{1}{\cos^2\alpha}\cdot\frac{d\alpha}{dt} + \frac{dx}{dt}\operatorname{tang}\alpha.$$

Poichè

$$\frac{dx}{dt} = v = M\frac{V}{v}$$

$$f = \frac{dv}{dt} = \frac{V}{r}\,\frac{x}{\cos^2\alpha}\,\frac{d\alpha}{dt} + M.\frac{V^2}{r^2}\tan g\,\alpha.$$

Se introdurremo una velocità $-v$ per modo che C venga allo stato di riposo, la velocità angolare della biella intorno a C sarà

$$\frac{d\alpha}{dt} = -\frac{v}{M}\,\frac{DB}{BC} = -\frac{V}{v}\,\frac{DB}{BC}$$

ed

$$f = \frac{dv}{dt} = -\left(\frac{V}{r}\right)^2 \left\{\frac{x}{\cos^2\alpha}\,\frac{DB}{BC} - M \tan g\,\alpha\right\}.$$

e posto

$$V = r$$

$$\frac{dv}{dt} = -\left\{\frac{x}{\cos^2\alpha}\,\frac{BD}{BC} - M.\frac{M}{x}\right\}.$$

Ma si ha già

$$EC = \frac{x}{\cos^2\alpha} \quad \text{ed} \quad \frac{FE}{EC} = \frac{DB}{BC}$$

ed

$$FE = \frac{x}{\cos^2\alpha}\,\frac{BD}{BC}.$$

Da

$$\frac{EA}{M} = \frac{M}{x} \quad \text{si ha} \quad EA = \frac{M^2}{x}$$

d'onde

$$f = -\{FE - EA\}.$$

Pei punti morti si avrà allora

$$x = l + r \quad \text{e} \quad \frac{BD}{BC} = \frac{r}{l}$$

$$x = l - r \quad \text{e} \quad \frac{BD}{BC} = -\frac{r}{l}$$

donde

$$f_1 = \frac{dv}{dt} = -(l + r)\frac{r}{l} = -r\left(1 + \frac{r}{l}\right)$$

$$f_2 = \frac{dv}{dt} = (l - r)\frac{r}{l} = r\left(1 - \frac{r}{l}\right)$$

se P è il peso degli organi ed O la superficie dello stantuffo la *pressione d'accelerazione specifica* b_x *sarà*

$$b_x = \frac{Pf}{gO}.$$

Si misurano i valori di f su una scala per cui sia $V = r$, si moltiplicano pel rapporto $\frac{P}{Og}$ e si ottengono i valori delle ordinate della curva di accelerazione.

Riprenderemo l' argomento allo studio degli sforzi tangenziali trasmessi al bottone di manovella.

Possiamo intanto notare fin d'ora come un lieve aumento della velocità della manovella, e quindi della velocità media dello stantuffo, od a pari corsa (il che è lo stesso), del numero dei giri influisca sensibilmente sulla distribuzione delle pressioni effettive. Si possono quindi determinare quali condizioni diverse di pressione, espansione, ecc., richieggono una velocità più propria della macchina. Si potrebbe ad esempio nella fig. 501 scegliere $u\,r$ a priori in modo che il diagramma per dati p_1, e_1 ed S, offra la minima differenza di pressione effettiva da un capo all'altro. Si riceverà allora, dato b, il valore di n a cui questa corrisponde. Ma il problema può essere trattato in un modo assai più completo determinando quali sieno per date velocità i valori di p_1, e_1, S, S_2 corrispondenti per evitare *urti agli estremi della corsa*, come pure per determinare il grado di compressione che dovrebbe darsi alla macchina.

Radinger ha sviluppato al proposito una lunga serie di considerazioni; noi ci proponiamo di raccogliere in un' unica formola le varie condizioni che fissano la velocità della macchina, con particolare riguardo alle macchine veloci.

24. *La media velocità dello stantuffo; macchine a grande velocità.* — La sceltà di una velocità media conveniente per una motrice dipende da molti elementi, i quali esercitano più effetti contemporanei ed in parte anche contraddittorii. La velocità della motrice deve avere un dato rapporto colla velocità delle macchine operatrici che essa anima, allo scopo di rendere più semplici i rapporti di trasmissione e ridurre quindi i lavori perduti per attrito; talvolta però, quando le condizioni di spazio obbligano a corse brevi (macchine marine), debbono essere limitate le velocità perchè nell'unità di tempo non sia eccessivo il numero dei giri e non si ripetano perciò troppo frequenti le inversioni di moto.

È intanto ad osservare che, quanto più è grande la velocità dello stantuffo, tanto più piccolo (come dalla formula del lavoro indicato) ne riesce il diametro, quindi piccole le dimensioni ed il costo dell'intera macchina. Questa considerazione di indole commerciale non è stata tra gli ultimi coefficienti che diressero la moderna costruzione verso il tipo delle macchine a grande velocità. Ma non fu la sola, e pur non volendo tener conto di motrici speciali velocissime (vedi il capitolo speciale), ad aumentare la velocità oltre i limiti medi in addietro usati (1.50—2^{m} al 1''), concorsero: 1° la constatazione della minor perdita di calore per gli effetti termici delle pareti; 2.° l'aumento della pressione iniziale del vapore cui corrispondevano velocità di afflusso nel cilindro sempre maggiori; 3.° l'uso delle grandi espansioni richiedenti un più efficace concorso delle masse in moto per rendere meno diversi i valori delle pressioni estreme. Per queste ragioni precipue la velocità dello stantuffo è andata crescendo.

L'aumento della velocità ha ridotto il diametro del cilindro, ma non ha ridotto nell'eguale misura il rapporto fra il diametro e la corsa; la regolarità e dolcezza del moto connesse colla riduzione dei colpi alternati e più che tutto la manovra dei sistemi di distribuzione usati ordinariamente (specie a scatto) non ha permesso di ridurre in egual misura

il tempo richiesto per ogni corsa. Ultimamente però le modificazioni intervenute nelle distribuzioni hanno concesso un ulteriore aumento del numero dei giri, per riduzione di corsa, anche nelle macchine a doppio effetto (n fino a 300—500).

Vogliasi ora determinare con formula generica il valore della velocità media v dello stantuffo. Il valore di v deve considerarsi quale funzione di p_1 pressione, S corsa, e_1 grado di ammissione, P peso stantuffo ed organi annessi, p peso per unità di superficie dei medesimi. La legge che unisce a v questi elementi è così data da Grashof: *per la prima metà della corsa, la differenza dei lavori, della pressione del vapore e della pressione per l'accelerazione dello stantuffo, deve essere possibilmente eguale alla somma degli stessi lavori nella seconda metà della corsa.*

Per una data espansione (supposto il diagramma teorico senza compressione) tra le varie velocità possibili, una se ne può trovare, per cui

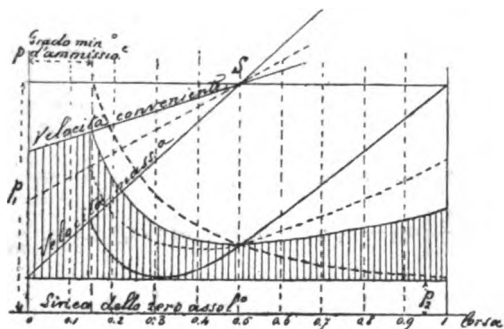



Fig. 504.

la linea della accelerazione soddisfi in modo approssimato almeno a questa legge. Ne è esempio la fig. 504 che corrisponde al caso ideale in cui si adotti il minimo di introduzione e nella quale sono tracciati i diagrammi trasformati in base a diverse velocità. Una linea di accelerazione per cui b_x fosse $= p_1 - p_2$ invertirebbe le condizioni del diagramma delle pressioni. Assai propri invece si presentano i valori di b_x per velocità minori, sui quali può calcolarsi la velocità dello stantuffo più opportuna. Ma il tracciato grafico ha il difetto di procedere per tentativi, il che una formola generale evita.

Ora, per il principio posto, ricordando che $S_1 = e_1 S$, che $m\,O\,S$ è lo spazio nocivo, $\alpha_1 p_1$ è la pressione al principio dell'espansione, e v_0 è la velocità uniforme del bottone di manovella, si avrà pei due seguenti casi:

1.° Sia $e_1 = {}^{S_1}/_S < 0.5$, *cioè l'espansione comincia prima della mezza corsa*:

$$\left.\begin{aligned} &O\,p_1\,S + O\,(m\,S + S_1)\,\alpha_1\,p_1 \log \frac{m\,S + 0.5\,S}{m\,S + S_1} - P.\frac{v_0^2}{2g} = \\ &= O\,(m\,S + 0.5\,S)\,\alpha_1\,p_1 \frac{m\,S + S_1}{m\,S + 0.5\,S} \log_e \frac{m\,S + S}{m\,S + 0.5\,S} - \\ &\qquad - \text{Lav. compr.}^e + P\frac{v_0^2}{2g} \end{aligned}\right\} \quad (53)$$

e, trascurato il lavoro di compressione, si avrà:

$$\frac{P}{O}\frac{v_0^2}{g\,S\,p_1} = e_1 - (m + e_1)\,\alpha_1 \log_e \frac{(m + e_1)(m + 1)}{(m + 0.5)^2}$$

ed essendo $P = p\,O$ (V. pag. 556), e ricordando che la velocità media dello stantuffo v è $= {}^2/_\pi v_0$ si ha

$$v = \frac{2}{\pi}\sqrt{\left\{\frac{g\,S\,p_1}{p}\left[e_1 - (m + e_1)(m + 1)\,\alpha_1 \log . \frac{(m + e_1)(m + 1)}{(m + 0.5)^2}\right]\right\}}. \quad (54)$$

2.° Sia $e_1 = {}^{S_1}/_S > 0.5$, *cioè la prima mezza corsa è compiuta a pressione costante* p_1. Si suppone che la seconda metà venga compiuta a pressione costante $\alpha_1\,p_1$ in parte, nel resto per espansione. Sarà, trascurato il lavoro di compressione,

$$\left.\begin{aligned} O\,p_1 . 0.5\,S - P\frac{v_0^2}{2g} &= O\,\alpha_1\,p_1\,(S_1 - 0.5\,S + \\ &+ O\,(m\,S + S_1)\,\alpha_1\,p_1 \log \frac{m\,S + S}{m\,S + S_1} + P\frac{v_0^2}{2g} \end{aligned}\right\} \quad (55)$$

donde, in modo analogo al precedente,

$$v = \frac{2}{\pi}\sqrt{\left\{\frac{g\,S\,p_1}{p}\left[0.5 - \alpha_1\,(e_1 - 0.5) - (m + e_1)\,\alpha_1 \log . \frac{m + 1}{m + e_1}\right]\right\}}. \quad (56)$$

Le relazioni (54) e (56) ponno porsi sotto la forma

$$v = A\sqrt{\frac{S\,p_1}{p}}. \quad (57)$$

dove A è una funzione di m, e_1. I valori di p_1 e di p devono essere presi nella stessa unità di misura, cioè in kg. per unità di area. Per $g = 9.81$ ed $\alpha_1 = 0.05$ si ha

per $m = 0.05$	$e_1 = 0.2$	0.3	0.4	0.6
	$A = 0.964$	0.930	0.812	0.651

il valore di p è ordinariamente variabile fra atmosfere 0,30 ~ 0.25 come sopra si è notato. Volendosi colla formula (55) fissare la velocità, bisogna conoscere S, il che dovendo farsi a priori può lasciare un certo dubbio e obbligare a procedere per tentativi. Si può del resto assumere preventivamente il rapporto fra la corsa ed il diametro. Allora, col valore trovato, il lavoro

$$L_i = O\,p_m\,v$$

si avrebbe colla (56),

$$L_i = O\,p_m . A\sqrt{\frac{S\,p_1}{p}}$$

nella quale può introdursi la condizione che fra O (ovvero D) ed S esista un rapporto determinato.

Alla formula (57) può anche darsi l'espressione

$$v = B\sqrt{\frac{1 - e_1}{p}}\, S \,.\, p_1 \tag{58}$$

e, nelle condizioni numeriche precedenti,

$$\text{per } m = 0.05 \left\{ \begin{array}{llll} e_1 = 0.2 & 0.3 & 0.4 & 0.6 \\ B = 1.08 & 1.12 & 1.18 & 1.03. \end{array} \right.$$

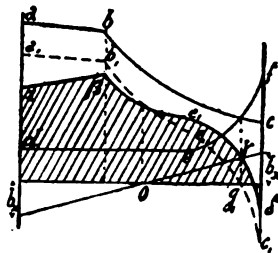
Nei limiti delle espansioni in uso ($e_1 > 0.5$) le formule (57), (58) dànno il valore medio della velocità di stantuffo più conveniente; detta velocità, come è naturale, cresce col crescere di S e p_1, e col diminuire di e_1 e p (peso degli organi per unità d'area dello stantuffo).

Concludendo, possiamo raccogliere compendiosamente alcuni risultati pratici relativi all'influenza della velocità, nella seguente tabella.

<table>
<tr><th></th><th>STANTUFFO A MOTO LENTO
$v = 1 - 1.50$</th><th>STANTUFFO A MEDIA VELOCITÀ
$2 - 3$</th><th>STANTUFFO VELOCE
$4 - 6^m$</th></tr>
<tr><td>Piccola espansione</td><td>Andamento regolare.
Costoso l'esercizio.
Limitate le dimensioni.</td><td>Andamento irregolare.</td><td rowspan="2">Andamento irregolare
Costo di costruzione piccolo.
Esercizio poco conveniente.</td></tr>
<tr><td>Media espansione</td><td rowspan="2">Andamento irregolare.
Macchine costose.</td><td>Andamento regolare.
Limitato il costo.
Esercizio regolare.</td></tr>
<tr><td>Grande espansione</td><td>Andamento di media regolarità.
Costo di costruz. medio.
Esercizio economico.</td><td>Andamento regolare.
Costo di costruz. e spesa di esercizio limitati.</td></tr>
</table>

25. La velocità media ed il numero dei giri. — In riguardo all'osservazione fatta sulla corsa e sul numero dei giri, notiamo che le formule dicono come, per marcia regolare, col crescere della velocità media dello stantuffo, dovrebbe aumentare la corsa. Potrebbesi rimediare in parte per corse brevi esagerando la compressione; ma una compressione molto forte fa diminuire di troppo la pressione effettiva sullo stantuffo all'estremo della corsa, rendendo difficile il soddisfare le condizioni di equilibrio fra i due lavori nelle mezze corse coll'intervento delle masse a moto alternato. Il che può essere verificato

Fig. 505.

colla fig. 505. In questa $a\,b\,c$ è la linea delle pressioni del vapore nell'andata; $d\,e\,f$ la contropressione, $a_1\, b_1\, g_1\, e_1$ la linea delle pressioni effettive; $b_x\, o\, b_x$ la linea delle pressioni d'accelerazione specifica ed $\alpha\,\beta\,\varepsilon\,\gamma\,\delta$ quella delle pressioni reali sullo stantuffo.

È qui opportuno osservare che l'aumento della velocità avendo scemato il valore di D, senza alterare il rapporto $S/_D$, concorre per doppia ragione all'aumento del numero dei giri, come si verifica colle

$$v = \frac{2\,n\,S}{60} \qquad n = \frac{60\,v}{2\,S}.$$

			n	Macchine speciali assai veloci. n
Num. dei giri ordinari per macch.	piccole	2—6 cav.	180 - 250	300—400
» » » »	medie	15—30 »	140—99	200—300
» » » »	grandi	40—80 »	100—70	130—200
» » » »	in su fino	500 »	50—60	—

26. *Sforzi tangenziali alla periferia della manovella.* — Le pressioni effettive variabili sullo stantuffo P_s (fig. 504-505) si trasmettono, mediante la biella, al bottone della manovella. Le resistenze applicate al bottone sono vinte dalla componente tangenziale T dello sforzo lungo la biella. Trovisi il valore di T (fig. 506) per un angolo qualsiasi φ della manovella, supposta la biella di lunghezza finita. In k_1 riportasi, parallelo

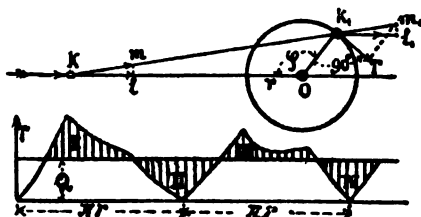



Fig. 506.

a sè stesso, lo sforzo P_s ($= k\,l$) quindi colla $l_1\,m_1$ parallela ad $l\,m$ (e normale alla direzione di P_s) si trova il valore di $k_1\,m_1$ sforzo che agisce lungo la biella; la normale da m_1 alla direzione della tangente in k_1 individua il valore di T (per biella infinita, non si avrebbe che a proiettare $k_1\,l_1$ sulla tangente in k_1 per aver T). Nei punti morti $T = 0$. Con un numero conveniente di valori di T si può costrurre il diagramma degli sforzi tangenziali alla manovella, prendendosi come ordinate gli sforzi stessi e come ascisse gli spazi percorsi dal bottone. Se si considera la biella di lunghezza finita, questo diagramma si riproduce sempre egualmente per ogni doppia corsa; se le resistenze vinte (Q) supposte applicate al bottone della manovella sono costanti, esse vengono rappresentate da una parallela alle ascisse. Nello stato di regime, sarà per le aree tratteggiate,

$$I + III = II + IV.$$

È questo il metodo grafico col quale può procedersi alla calcolazione del volano. (Vedi il Capitolo relativo.) Supposta la biella di lunghezza infinita, gli sforzi T si riproducono nello stesso modo ad ogni semplice corsa o mezzo giro. Notasi inoltre che, per un forte grado di compressione, ai punti morti la curva degli sforzi tangenti può passare al disotto della li-

nea delle ascisse. Si comprende di leggieri che ad ogni velocità data corrisponderà una data distribuzione di sforzi periferici; e che può essere scelta quella velocità per cui questa distribuzione sia uniforme, minore il peso del volano, per un dato grado di regolarità di andamento.

Un *altro metodo* che permette definire la *relazione* che esiste fra la pressione sullo stantuffo e lo sforzo tangenziale sul bottone di manovella è il seguente fig. 507.

Sia O il centro dell'albero, OB la manovella, ed AB la biella. La testa a croce A ha moto rettilineo alternato lungo OX, e il bottone di manovella B ha moto circolare continuo sul circolo $DBFD\ E'$. Conducasi AC normale ad OX, e prolunghisi $O\ B$ fino all'incontro con AC. Il punto C è centro istantaneo di rotazione della biella per la posizione AB. Prolunghisi AB fino all'incontro col diametro verticale $E'E$ in H. La porzione OH sta ad OB nello stesso rapporto che la velocità dello stantuffo V a quella del bottone v.

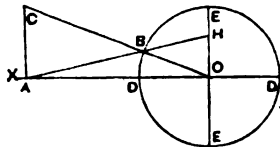



Fig. 507.

In fatti

$$AC : BC = V : v.$$

Con triangoli simili ABC, OBH si ha

$$AC : BC = OH : OB$$

quindi

$$OH : OB = V : v \tag{59}$$

se p è la pressione sullo stantuffo e T la pressione totale sul bottone di manovella divisa per la superficie dello stantuffo sarà:

$$p\,V = T\,v$$

ovvero

$$\frac{T}{p} = \frac{V}{v} \quad \text{ed} \quad \frac{OH}{OB} = \frac{T}{p} \tag{60}$$

Se OB rappresenta in iscala la pressione unitaria sullo stantuffo, OH sarà la pressione tangenziale sul bottone dovuta alla pressione p unitaria. Se d'altra parte si conduce OB, che rappresenta in iscala la velocità del bottone di manovella sulla sua orbita, OH darà nella stessa scala la velocità dello stantuffo, e la figura sarà una rappresentazione grafica dell'equazione (59).

Ciò posto, ecco come si procede al tracciamento (fig. 508). Da O come centro e con raggio OD preso in scala conveniente a rappresentare la velocità pel bottone di manovella, si descriva il circolo $DFD'E'$. Si divida la circonferenza descritta dal bottone di manovella in 20 parti, ad esempio, numero che corrisponde a 10 ordinate del diagramma per ogni corsa. Conducasi $D'DX$ che rappresenta la direzione del moto dello stantuffo, e da D e D' si portino Dd e $D'd'$ eguali alla lunghezza della biella; d e d' saranno le estremità di corsa dello stantuffo. Dai diversi punti di divisione 1 2 3 4 . . . . , della circonferenza, come centri, e con raggio

eguale alla biella, si descrivono archi che tagliano $O\,X$ nei punti 1'2'3'4'..... che daranno le posizioni occupate dallo stantuffo quando il bottone di manovella sarà nei punti 1.2.3.4... Quando la manovella è in D, la velocità orizzontale degli organi dotati di moto alternato è nulla, e quando è in I, questa velocità è data da $O\,H = V_1$. L'energia immagazzinata negli organi alternati, per centimetro quadrato dello stantuffo, è $\frac{P\,V_1^2}{2\,g}$ energia fornita della pressione p_1 agente sullo stantuffo nello spazio $d\,1'$; eguagliando la quantità di lavoro si ha

$$p^1 \cdot (d\,1') = \frac{P\,V_1^2}{2g}.$$

La pressione media p_1 costituisce la porzione di pressione sullo stantuffo necessaria a comunicare la velocità V_1 agli organi alternativi,

Fig. 508.

mentre il bottone di manovella passa da D ad 1 e lo stantuffo da d ad 1^1.

Suppongasi che la pressione tangenziale T_1 media agisca sul bottone nello spazio $D\,1$ per imprimere agli organi la stessa velocità che loro comunicherebbe P agendo per lo spazio $d\,1'$; allora il lavoro effettuato delle due pressioni è eguale: cioè

$$p_1\,(d\,1') = T_1 \cdot (D1)$$

quindi

$$T_1\,(D\,1) = \frac{P\,V_1^2}{2g}. \tag{61}$$

Cioè, una pressione tangenziale media t_1 agente da D ad I per $^1/_{20}$ della circonferenza descritta dalla manovella, può immagazzinare negli organi alternativi la stessa quantità di energia che una pressione media P sullo stantuffo agente da d ad 1'.

Si introducano nell'equazione (61) i valori numerici il cui risultato diremo a; si otterrà

$$a\,T_1 = V_1^2 = O\,H^2.$$

Potrà avvenire di scegliere a per modo che le ordinate sul diagramma si possano misurare nella scala stessa delle molle dell'indicatore.

Conducasi ora OJ eguale ad una lunghezza unitaria arbitraria. J sarà il punto di base che serve alla soluzione grafica ulteriore di tutte le equazioni destinate a determinare l'influenza dell'inerzia degli organi alternativi.

Facciasi $OK = OH = V_1$ e per k si conduca kt parallela a JH; allora $Ot = t_1$ dappoichè per costruzione

$$OJ : OH = OK : Ot$$

ovvero

$$Ot = t_1 = \frac{OH \times Ok}{OJ}$$

$$OH = Ok = V_1 \qquad OJ = a$$

$$Ot = t_1 = \frac{V_1^2}{a} = p_1 . \qquad (62)$$

Quando il bottone di manovella è in D la pressione tangenziale è nulla, e cresce in seguito, in modo all'incirca costante, fino a che il bottone arriva in 1; allora la pressione tangenziale è tale, che la pressione media T_1 ha luogo quando il bottone coincide all'incirca col punto di mezzo fra D ed I. E ciò è tanto più esatto, quanto più grande è il numero delle divisioni del circolo.

Per determinare la vera pressione sullo stantuffo, equivalente alla pressione T, si conduca la bisettrice dell'arco DI in a. Da a come centro, con raggio eguale alla lunghezza della biella, misurata sulla scala conveniente, si può determinare la posizione a_1 dello stantuffo e quella $a a_1$ della biella. Da t si conduce una parallela ad $a a_1$ che taglia Oa in m. La distanza Om rappresenta, nella scala scelta, la pressione mèdia per unità di stantuffo necessaria a comunicare l'accelerazione agli organi alternati, mentre la manovella passa da D in 1'. Da a' tirasi $a'm' = Om$ al di sopra di OX, linea delle pressioni nulle. Questa pressione per unità di superficie deve essere tolta dalla pressione sullo stantuffo, poichè lo sforzo corrispondente è tutto assorbito per mettere in moto gli organi alternativi, nè ha tendenza a produrre rotazione della manovella.

Tuttavia, a facilitare la soluzione cinematica del problema, noi abbiamo supposto che una pressione equivalente si eserciti tangenzialmente sul bottone di manovella. Le ordinate $a'm' = Om$ relative alle forze di inerzia devono essere aggiunte a quelle che rappresentano la pressione sullo stantuffo per ottenere la spinta che si esercita sul perno della manovella.

Quando il bottone arriverà in 2, lo stantuffo ha acquisito una velocità $V_2 = OH'$. L'inerzia in questo movimento raccolta negli organi del meccanismo è $\frac{P V_2^2}{2g}$, per modo che, mentre il bottone passa dalla posizione 1 alla 2, questi organi hanno accumulato una quantità d'energia

rappresentata da quella che essi posseggono al punto 2, diminuita dai quella che possedevano in 1, cioè $\frac{P V_2^2}{2g} - \frac{P V_1^2}{2g}$.

Si avrà, perchè il coefficiente numerico a resta costante,

$$a T_2 = (V_2^2 - V_1^2) = (V_2 + V_1)(V_2 - V_1) = (OH' + OH)(OH' - OH) \quad (63)$$

Questa equazione si risolve graficamente conducendo $O h = O H' + O H$ ed $O k' = O H' - O H = H H'$; si conduce allora per k' una linea parallela ad $J h$, che taglia $E E'$ in t'. La pressione $O t'$ di $E E'$, compresa fra i due punti così determinati, darà la pressione media tangenziale T sul bottone fra le posizioni 1. 2. per imprimere l'aumento di energia comunicata agli organi del meccanismo. Conducasi la bisettrice dell'arco 1. 2 e da t' una linea parallela alla biella $b\,b'$ che taglia $G b$ in n; allora $O n$ darà la lunghezza dell'ordinata $b' n'$ rappresentante l'inerzia corrispondente (nella scala) alla pressione per unità di stantuffo necessaria per comunicare agli organi la energia di movimento considerata, mentre la manovella passa dalla posizione n 1 alla posizione 1 e lo stantuffo da 1' a 2'.

Eguale processo si segue per le successive divisioni della circonferenza della manovella, e si otterrà una serie di ordinate della curva di inerzia $m'\,n'\,o'\,q' - v'\,w'\,x'$ed $m''\,n''\,o''\,q'' - v''\,w''\,x''$; la prima per la corsa diretta e la seconda per la corsa retrograda. Le ordinate di queste curve, se sopra $O X$, si tolgono da quelle corrispondenti al diagramma di indicatore, e se sotto $O X$ vi dovranno essere aggiunte. Si otterranno così nuove ordinate che rappresenteranno la pressione effettiva ed i momenti motori sul bottone di manovella, e si determinerà la frazione di questa pressione che si trasforma in pressione tangenziale sul bottone.

Nel secondo e terzo quadrante è la biella motrice stessa, e non più il suo prolungamento, che taglia $E' E$; e ne risulta, per divisioni egualmente distanti, a destra e a sinistra di $E' E$, che le parti intercette sono più corte a destra, donde risulta diminuzione delle ordinate della curva di inerzia dal lato interno del diagramma. Tuttavia ciò non influisce sulla eguaglianza necessaria fra l'assorbimento e la restituzione di energia ad ogni corsa di stantuffo.

L'energia raccolta negli organi, mano mano che il bottone si muove, scema da D fino a che il rapporto fra la velocità di stantuffo ed il bottone di manovella diverrà massimo, ciò che, per rapporti fra manovella e biella di $^1/_6 - ^1/_5 - ^1/_4$, si produce quando la manovella è a mm. 17 — 34 — 59 verso D a partire dal punto ove biella e manovella sono ad angolo retto. Quest'ultima posizione può trovarsi come a fig. 509. Da O si conducano $O A$ ed $O B$ normali ed eguali alla biella e manovella; facciasi poi $O C = O B$, e per $O C$ come diametro si descriva la semicirconferenza che taglia in D il circolo di manovella; allora $O D$ e $C D$ sono perpendicolari fra loro, perchè l'angolo $C D O$ è inscritto nella semicirconferenza $C D O$. Il punto C della fig. 509 corrisponde al punto q' della fig. 508, ove la curva di inerzia taglia le linee delle pressioni nulle. Questo punto è comune ai due sensi della curva, se si trascurano l'attrito, la forza centrifuga sviluppata nella biella per le oscillazioni trasversali e la componente verticale del peso della biella.

Prendansi ora i diagrammi di indicatore, fig. 510, e si costruisca il diagramma della fig. 511. La pressione effettiva che genera il moto dello stantuffo è composta della differenza fra le pressioni che hanno luogo sulle sue faccie. Così p_1 ed r_2 rappresentano la pressione effettiva che per unità di superficie si esercita su una delle faccie dello stantuffo, questo essendo rispettivamente nelle posizioni 1.2. Alla destra dei diagrammi la contropressione si eleva al di sopra della pressione esercitata sull'altra faccia e il suo valore effettivo è dato da *u s* ed *u q* secondo la

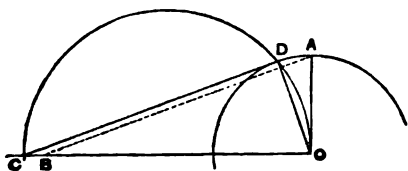



Fig. 509.

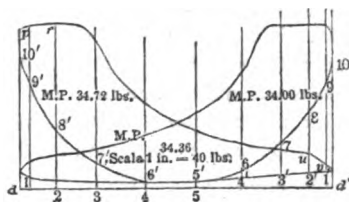



Fig. 510.

posizione occupata dallo stantuffo. Da *d d'* (fig. 511) linea delle pressioni nulle, conducansi $p\,1''$, $r\,2''$, $u\,8''$, $v\,q''$ eguali alle ordinate rappresentate dalle stesse lettere nella fig. 510. Si ottiene così per una delle faccie dello

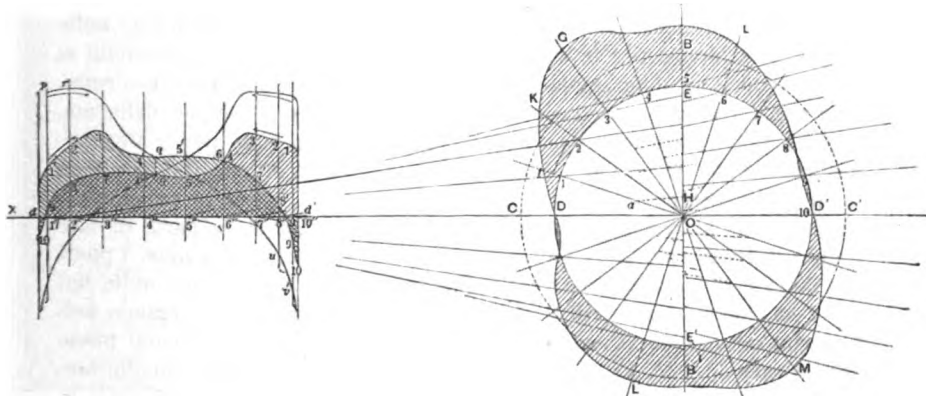



Fig. 511.

stantuffo il diagramma reale *p r u v*, secondo che le ordinate stanno sopra o sotto *d d'* le pressioni o le contropressioni predominano. Costruzione simile darà il diagramma corrispondente sull'altro lato dello stantuffo.

Le ordinate della curva $m'\,n'\,o' - v'\,w'\,x$ (fig. 508) si tolgono dalle ordinate corrispondenti al vero diagramma *p r u v* (fig. 511) e le ordinate della curva $x''\,w''\,v'' - o''\,n''\,m''$ della fig. 508 si sottraggono algebricamente dalle ordinate corrispondenti del diagramma. Le ordinate relative all'inerzia (fig. 508) si tolgono dalla parte superiore delle ordinate corrispondenti al diagramma reale della fig. 511 da *d* a *q'*, dopo di che le ordinate della fig. 508, divenendo negative, debbono essere aggiunte alle ordinate della fig. 511. Le ordinate risultanti esprimeranno la pressione reale sul bottone di manovella che ha per effetto di comunicargli il moto di rotazione.

Le pressioni iniziali sullo stantuffo, il grado di ammissione e la compressione possono essere regolate di maniera che la pressione tangenziale sia relativamente costante, da dare alla manovella una velocità di rotazione uniforme sensibilmente. Come può vedersi sul diagramma della fig. 511 la compressione, rappresentata col tratteggio orizzontale, è troppo elevata. Nessuna porzione del diagramma deve scendere al disotto della linea delle pressioni nulle nel diagramma corretto.

Resta ancora a cercare, col processo grafico, l'influenza della obliquità della biella sulle pressioni tangenziali alla manovella. L'equazione (60) dà modo di calcolare la spinta tangenziale della manovella in funzione della pressione effettiva sullo stantuffo. Se OB (fig. 507) rappresenta la pressione sullo stantuffo, OH dà nella stessa scala la pressione tangenziale sul bottone quando la manovella occupa la posizione AB.

Rilevinsi le ordinate del diagramma corretto e si portino da O sulle posizioni corrispondenti della manovella. Per gli estremi esterni di queste ordinate radiali si faccia passare una linea parallela alla posizione corrispondente della biella; OE darà allora in iscala la pressione tangenziale sul bottone. Per esempio, Oa è eguale a $1'1'$ (diagramma corretto); per a si tiri aH parallela alla biella $1\ 1''$; OH rappresenta allora in iscala la pressione tangenziale quando la manovella è in 1, e così di seguito per le altre ordinate. La pressione che rappresenta OH nella scala è la pressione tangenziale totale sul bottone di manovella supposto nella posizione 1. diviso per la superficie dello stantuffo. Con tali pressioni si può costruire un diagramma la cui linea di base è un circolo o una retta. Di preferenza ora generalmente scegliesi come base il circolo della manovella; si prende ad esempio $1\,t = OH$, e così di seguito per le altre posizioni. Unendo gli estremi delle ordinate radiali si ottiene il diagramma degli sforzi tangenziali. Per ogni punto si otterrà lo sforzo tangenziale conducendo un raggio per esso e misurando, in iscala, la parte di tale raggio intercetta fra il circolo di base e la curva del diagramma. I punti nei quali il diagramma corretto taglia la linea delle pressioni nulle dai punti corrispondenti in cui le curve degli sforzi tangenziali passano nell'interno del circolo di manovella. La curva degli sforzi tangenziali passa sempre per D e D'. La distanza CD rappresenta la pressione media tangenziale per un giro, ottenuta misurando sul diagramma della fig. 510 la pressione media effettiva e moltiplicando pel doppio della corsa.

27. Consumo di vapore. — La incertezza che circonda il problema della determinazione del consumo di vapore è già stata accennata al § 2. L'esperienza dimostra, come dicemmo, una forte differenza tra il vapore consumato, e quello che può calcolarsi sul volume generato dallo stantuffo nella fase di ammissione.

Il consumo teorico di vapore (o d'acqua d'alimentazione), supposto che questo si mantenga saturo e secco nel cilindro, si ha moltiplicando il volume generato nella fase di ammissione, compreso lo spazio nocivo, per la densità γ corrispondente alla pressione iniziale p_1. (V. Tabella al Cap. IX.) Così si avrebbe, per una corsa, il consumo teorico di

$$\text{Kg. } OS(e_1 + m)\gamma,$$

e per ora e per cavallo

$$\gamma \cdot \frac{120\, n.\, O\, S\,(e_1 + m)}{N}. \qquad (64)$$

In realtà, volendosi tener conto del vapore che resta nello spazio nocivo ad ogni corsa, se p è la pressione al termine della compressione del vapore rimastovi, sarebbe il consumo eguale a

$$\text{kg.}\, \gamma \frac{120 \,.\, n\, S\, O\left[e_1 + m\left(1 - \frac{p_e}{p_1}\right)\right]}{N}. \qquad (65)$$

Ma tale piccola correzione può trascurarsi per quanto si dice appresso.

La (64) darebbe il consumo reale se il vapore si mantenesse secco, non trascinasse acqua e fosse rimosso l'effetto termico delle pareti. Ma è pur noto, per l'influenza di questi elementi, che la formola è assai lontana dal rappresentare il reale consumo di vapore. Essa ci dice soltanto *quale sia al principio dell'espansione il peso di vapore presente nel cilindro ammesso che l'acqua condensata sulle pareti e trascinata meccanicamente, occupi un volume trascurabile rispetto a quello del vapore.* In fatto, per avere il peso di vapore realmente sottratto alla caldaia, conviene aggiungere al dato della (64) tutto il peso di vapore condensatosi, o dedurne quello che *ridotto alla pressione della caldaia* è rimasto nello spazio nocivo.

La formula (64) in cui per e_1 pongasi S_x/S (essendo S_x una frazione di corsa qualunque) e γ esprima la densità del vapore corrispondente alla pressione effettiva in quel punto (qualunque essa sia) ci dà il *peso di vapore presente in un punto qualunque nel cilindro.* Or noi sappiamo che tale peso è di sua natura variabile, onde l'applicazione successiva della formula per un diagramma dato (e cioè per una macchina esistente) ci indicherà le modificazioni successive che avvengono nello stato del vapore durante la corsa:

Nelle condizioni attuali della pratica (malgrado quanto si è detto in addietro), il calcolo del consumo di vapore non può essere fatto in modo esatto a priori. Si moltiplica perciò il valore della (50) per un coefficiente sperimentale variabile secondo le condizioni di esercizio, il grado di ammissione, la pressione iniziale, l'esistenza dell'inviluppo, del surriscaldamento, ecc, ecc. Si ha così:

$$P = \alpha\, \gamma\, \frac{120 \,.\, n \,.\, O\, S\,(e_1 + m)}{N}. \qquad (66)$$

I valori di α sono dati come appresso.

Valori medi di α per

	$e_1 =$ 1/2	1/5	1/10
se esiste inviluppo $\alpha =$	1.5	2	2.03;
se non esiste inviluppo $\alpha =$	1.8	2.2	2.63:

in questo secondo caso α è tanto maggiore quanto maggiore è la pres-

sione in caldaia. Il coefficiente non tiene conto dell'influenza della velocità, per cui si ritiene essere adottato un valore medio. Per velocità molto piccole e macchine senza camicia il consumo può anche triplicarsi ($\alpha = 3$).

Nelle macchine a vapore surriscaldato, che, come si notò, si riduce saturo e solo in parte si condensa all'atto dell'ammissione nel cilindro, $\alpha = 1.20 \sim 1$ per un surriscaldamento fino a $200° \sim 220°$. Il surriscaldamento, se ottenuto a spese di calore che andrebbe altrimenti perduto, è quindi vantaggioso.

I risultati teorici di Kirsch ed altri (vedi n.° 20) ci hanno già indicato la via per cui può ottenersi a priori il consumo reale di vapore, potendosi aggiungere al consumo dipendente dal volume generato dallo stantuffo (formula 64) quello che corrisponde al calore assorbito dalle pareti nella fase di ammissione. Si può anche determinare l'ordinata del diagramma del calore scambiato colle pareti corrispondenti alla fine di ammissione nella fig. 496; il valore relativo sia di Q calorie; se r è il calor interno corrispondente alla pressione di ammissione, sarà il consumo di vapore in kg. per causa delle pareti $^{Q}/_{r}$.

Eguale processo si segue se si adottano le formule semplici per determinare la condensazione, quali sono state da noi indicate al n.° 20.

Per la misura del consumo di vapore sono state date delle formule sperimentali di cui qui indichiamo le principali.

Formule di Hrabak. Il consumo totale di vapore M viene diviso in 3 parti $P + P_{1} + P_{11}$ di cui P è il valore teorico dato dalla formula (50), P_{1} il peso di vapore perduto per condensazione sulle pareti

$$P_{1} = 370 \text{ a } 470 \; D(D+S)(p_{1} - p_{2})(e_{1} + m) \qquad (67)$$

P_{11} il vapore perduto per le fughe

$$P_{11} = \frac{17.6}{\sqrt{N_{i} r}} \cdot \frac{1}{v} \cdot \text{kg.} \qquad (68)$$

vedi notazioni precedenti.

Formule di Reiche. Il consumo totale di vapore in kg. è dato da Reiche

$$\left.\begin{array}{ll} \text{per cilindri con inviluppo} & M = 0.4\,\gamma\, v\,.\,O\,(e_{1} + m) \\ \quad\text{„} \quad \text{senza} \quad \text{„} & M = 0.45\,\gamma\, v\, O\,(e_{1} + m). \end{array}\right\} \qquad (69)$$

Cominciamo questi dati coll'aggiungere (con riferimento al Capitolo precedente): che la superficie riscaldata media per cavallo effettivo si valuta così:

Motrici comuni; piccole forze $1{,}8 \sim 2$ mq. (ammissione $^{3}/_{4}$); medie forze $1.4 \sim 1.6$ mq. per ammissioni $^{2}/_{5}$; medie forze $1.1 \sim 1.2$ mq. per ammissione $^{1}/_{4}$; forze medie e grandi con motrici a scatto senza condensazione $1.1 \sim 1.25$ mq. (ammissione $^{1}/_{5}$); forze medie e grandi con macchine a condensazione (ammissione $^{1}/_{7}$) $0.8 \sim 1$ mq.

28. Consumo di combustibile per cavallo indicato e per ora; ottiensi dividendo il consumo di vapore per la produzione di vapore che in ogni tipo dato di generatore, può ottenersi per ogni kg. di combusti-

bile. Il risultato dipende quindi dal generatore e dal potere calorifico del combustibile. I dati medi approssimati sono:

	Per cavallo e per ora Consumo di carbone	Consumo di vapore (od acqua d'alimentazione)
Piccole macchine fisse o trasportabili . . .	3~5 kg.	20~30 kg.
Macchine senza condens. più o meno grandi	1.5~2.5 „	12~20 „
„ a condensazione.	0.8~1.5 „	7~12 „

29. Grado di ammissione cui per data compressione corrisponde il massimo rapporto fra il lavoro ottenuto ed il consumo di vapore. — Notiamo al n.° 22 i criterii per la scelta del grado d'espansione, e quelli che, dato tal grado, concorrono a fissare la velocità. Vuolsi ora, con Grashof, in base al *consumo teorico di vapore* trovare il più conveniente rapporto di espansione.

Se con x indichiamo il rapporto reale di espansione (tenuto cioè conto degli spazi nocivi) con p_e la pressione al termine dell' espansione, sarà (ricordate le precedenti notazioni)

$$x = \frac{e_1 + m}{1 + m} = \frac{\alpha p_1}{p_e}. \tag{70}$$

Dalla (34) si ha

$$k_1 = e_1 + \alpha_1 (e_1 + m) \log_e \frac{1 + m}{\alpha_1 + m}.$$

Posto e_1 in funzione di x si ricava

$$k_1 = (1 + m) x - m + \alpha_1 (1 + m) x \log \frac{1}{x}.$$

Ed il lavoro indicato per una corsa diventa

$$L_i' = O S (k_1 p_1 - k_2 p_2) = O S p_1 (1 + m) \left(x + \alpha_1 x \log. \frac{1}{x} - A \right). \tag{71}$$

dove A è un costante

$$A = \frac{1}{1 + m} \left(\frac{k_2 p_2}{p_1} + m \right).$$

Ora il peso di vapore per ogni corsa è

$$P = O S (e_1 + m) \left(1 = \frac{p_e}{p_1} \right) \gamma$$

(vedi retro), che, dopo opportune riduzioni, può mettersi sotto la forma

$$P = O S \gamma (e_1 + m)(x - B) \tag{72}$$

essendo B una costante:

$$B = \frac{1 - e_2 + m}{1 + m} \frac{\alpha_2 p_2}{p}.$$

Il rapporto

$$\frac{L_i'}{P} = \frac{p_1}{\gamma} \frac{x + \alpha_1 x \log_e \frac{1}{x} - A}{x - B} \tag{73}$$

è massimo (differenziando rispetto ad x ed eguagliando a o la derivata) per

$$A-(1-x_1)B-\alpha_1 x-\alpha_1 B\log.\frac{1}{x}=0 \qquad (74)$$

e per $\alpha_1=1$ sarebbe

$$A-x-B\log.\frac{1}{x}=0 \qquad (75)$$

da questa

$$x+x\log.\frac{1}{x}-A=(x-B)\log.\frac{1}{x}$$

cioè

$$\max.\frac{L_i'}{P}=\frac{p_1}{\gamma}\log.\frac{1}{x} \qquad (76)$$

ponendo per x il valore cavato dalla (74). La (74) risolve in ogni caso in un modo generale il problema di stabilire il valore di x più conveniente, e, dato questo, il valore di e_1.

Se per semplicità supponesi, come è lecito, $B=0$ si ottiene allora della (74) $A=x$ cioè

$$x=A=\frac{1}{1+m}\left(\frac{k_2 p_2}{p_1}\ 1\ m\right)$$

cioè

$$e_1=(1+m)x-m=\frac{k_2 p_2}{p_1}. \qquad (77)$$

Del resto il risultato ottenuto non ha un valore assoluto, ma di semplice verifica a priori. A stabilire questo grado occorrerebbe tener conto del reale consumo di vapore, che non si potrebbe considerare semplicemente al consumo teorico; come pure si dovrebbe tener conto del peso della della macchina, spesa di costruzione ed esercizio, notevolmente variabili, a pari lavoro totale, con diversi gradi di ammissione.

Se si volesse riferire la scelta, sui principii già indicati, al lavoro effettivo detta p_m la pressione media nel cilindro, e p_r, la pressione media che corrisponde alle resistenze passive, il lavoro in una corsa sarebbe

$$O\,S(p_m-p_r)=O\,S(k_1 p_1-k_2 p_2-p_r)$$

e seguendo procedimento identico a quello già svolto, si avrebbe per e_1, invece che la (75), la

$$e_1=\frac{k_2 p_2+p_r}{p_1}. \qquad (78)$$

Esempio. Motrice senza espansione

$$p_1=8^{\text{atm.}}\quad p_2=1.15^{\text{atm.}}\quad p_r=0.45^{\text{atm.}}$$

$m=0.05$ $\alpha_2=1.1$ $e_2=0.9$. Trovato $k_2=1.08$ si ha $A=0.25$ $B=0.022$

La relaz.e (78) da		$x=A=0.25$	$e_1=0.211$
» (75) per	$\alpha_1=1$	$x=0.214$	$e_1=0.175$
» generale (74) per	$\alpha_1=0.95$	$x=0.23$	$e_1=0.19$.

Calcolo analogo, dato e_1, potrebbe farsi sul grado di *compressione* e_1, il quale oscillerebbe da 0.80 — 0.90.

È evidente che la buona utilizzazione del vapore dipende tanto del grado di espansione che dal grado di compressione, e si è chiesto se fra questi due elementi esiste una legge definita; se cioè convenga ad una espansione variabile unire una compressione fissa, ovvero se alla variazione dell'una debba corrispondere la variazione dell'altro. Che così debba essere è teoricamente evidente, talchè tutto si ridurebbe, come ha fatto Ball, a determinare il punto di chiusura dello scarico che corrisponde, per la massima economia di vapore, al punto di chiusura dell'ammissione.

Rapporto di espansione corrispondente al rendimento massimo. Il signor Thurston si è pure occupato di determinare le condizioni del rendimento massimo per rispetto al rapporto di espansione, nel caso in cui la curva di espansione sia rappresentata da una politropa, e nel caso in cui si debba tener conto delle condensazioni che hanno luogo nel cilindro. Egli ha diviso lo studio, del quale ci limitiamo a riassumere i risultati, in due casi principali.

a) Nel 1.° caso il cilindro non ha camicia, nè è protetto contro le radiazioni, ed il rapporto di espansione è limitato: si ammette allora che si produca una forte condensazione all'ammissione, ed una rievaporazione poco importante nella espansione.

b) Nel 2.°, caso più frequente nella pratica, specie con cilindro ad inviluppo, la più gran parte della condensazione si effettua prima che la ammissione sia compiuta, e la rievaporazione si produce nel resto della corsa.

1.° *Caso.* Si indica con p_1 la pressione iniziale di espansione e con p_2 la finale, con v_1 e v_2 i corrispondenti volumi; con p una pressione qualsiasi v il volume, x l'esponente della curva di espansione, ed e il grado d'espansione. Sarà per tener conto dei fenomeni di condensazione e rievaporazione

$$p = p_1 \left(\frac{v_1}{v}\right)^x [1 - f(e)].$$

Non si conosce esatto il valore di $f(e)$, ma si può fare approssimativamente $f(e) = a\,e^m$, m essendo costante; il coefficiente a possiede per ogni macchina un valore definito delle condizioni in cui è il vapore all'ingresso nel cilindro; ed m dipende dal tipo della macchina e dal suo modo di agire.

Se si conoscono x ed a, m può essere determinato colla

$$\frac{p_2}{p_1} = e^{-x} - a\,e^{m-x}$$

quindi

$$m = \frac{\log\left[\frac{1}{a}\left(e^{-x} - \frac{p_2}{p_1}\right)\right]}{\log e} + x.$$

Il lavoro dovuto all'espansione sarà

$$\int_{v_1}^{v_2} p\,dv = p_1\,v_1 \int_{v_1}^{v_2} \left[1 - a\left(\frac{v}{v_1}\right)^m\right] v^{-x}\,dv \qquad (79)$$

e il lavoro totale

$$L_{tot.} = p_1' v_1 + \int_{v_1}^{v_2} p\, dv - p_b v_2$$

ove p_1' è la pressione media di ammissione, e p_b la media contropressione, aggiunti l'attrito e le resistenze passive.

Se si prende il termine del lavoro di espansione nella (79), si effettua l'integrazione, e si determina la pressione media effettiva p_m, questa, trascurando i calcoli, risulta

$$p_m = \frac{p_1 e^{2-x} = p_1 e^{-1}}{1 - x} - \frac{a p_1 e^{m-x} - a p_1 e^{1}}{m - x, 1} + p_1 e^{-1} p_b$$

e questa pressione media effettiva ed il lavoro della macchina sono massimi, essendo e variabile, e p_b costante, quando

$$p_2 = p_1 e^{-x} (1 - a e^m) = p_b$$

a condizione che si trascuri la rievaporazione; si ha allora

$$e^{-x} - a e^{m-x} = \frac{p_b}{p_1} \tag{80}$$

e il valore di e che corrisponde al lavoro massimo si deduce da questa relazione

Ecco una serie di valori corrispondenti

Tipo della macchina		Valori di					
		p_1	p_b	a	m	x	e
Macchina senza condensazione		7.0	1.40	0.2	1.5	1.115	4.5
» » »	con camicia	2.81	0.35	0.2	0.5	1.115	2.5
» » »	compound	4.22	0.42	0.1	1.1	1.125	6.0
» » »	con camicia	7.03	0.35	0.1	0.0	1.135	1.0.

2.° *Caso.* Questo caso risponde meglio alla condizione della pratica. Le condensazioni cessano alla chiusura dell'organo distributore, e si ha rievaporazione nella espansione.

Allora, se ponesi $b = 1 - a$, b misura la proporzione di lavoro reale effettuato a piena ammissione rispetto a quello che lo stesso vapore svilupperebbe se non vi fossero condensazioni iniziali; e^q è un fattore proporzionale alle perdite corrispondenti ad altri rapporti di espansione.

Il lavoro netto prodotto sarà rappresentato da

$$L_e = b e^q p_1 v_1 \frac{x - e^{1-x}}{x - 1} - p_b e v_1$$

Ora $p_1 v_1$ misura, come sopra, il lavoro che si può ottenere dallo stesso peso di vapor secco fino al punto di chiusura dell'ammissione, agendo collo stesso grado di espansione, quando però

$$b p_1 v_1 = p_1' v_1 = (1 - a p_1 v_1)$$

come nel primo caso.

Quando e varia, le espressioni precedenti sono massime per

$$e^{q-1} - \frac{q+1-x}{q\,x}\,e^{q-x} = \frac{x-1}{b\,q\,x}\cdot\frac{p_b}{p_1}$$

La pressione media effettiva nell'espansione, p_e, è

$$p_e = b\,e^{q-1}\,p_1\,\frac{x-e^{1-q}}{x-1} - p_b$$

Nel caso di espansione iperbolica si ha

$$L_e = b\,p_1\,v_1\,(1 - \log e)\,e - p_b\,e\,v_1$$

che è massima per

$$[\,(q\,(1+\log_e e) + 1]\,e^{q-1} = \frac{p_b}{p\,r_1}$$

e la pressione media effettiva è

$$p_e = p_1\,b\,(1+\log_e e)\,e^{q-1} - p_b\,.$$

Il valore di q varia da 0 a 0.50, ed è tanto maggiore quanto più le macchine sono perfette. I rapporti di espansione, che corrispondono al rendimento massimo, sono quelli che soddisfano alle equazioni precedenti.

Ecco i valori corrispondenti di a, b, x:

a	0.00	10	20	30
b	1.80	90	80	70
x	1.135	1.125	1.115	1.105

I valori di a e b sono assai variabili, come già si è visto, secondo il tipo ed il lavoro della macchina.

§ 4.

Esperienze sulle motrici a vapore.

30. *Esame dei diagrammi dell'indicatore.* — Le esperienze *mediante l'indicatore* ed i *metodi calorimetrici* hanno lo scopo di constatare le reali condizioni di funzionamento d'una motrice, fornire i criteri per correggerne gli eventuali difetti ed, in un campo più scientifico, raccogliere quell'insieme di risultati su cui possa fondarsi, in un più o meno prossimo avvenire, la completa teoria nelle macchine a vapore.

L'indicatore di pressione è l'apparecchio fondamentale per lo studio meccanico e termico delle macchine a vapore. Sono note le cause per cui il loro diagramma reale si allontana sensibilmente dal diagramma teorico. L'indicatore può inoltre accusare quegli scarti dal diagramma reale che corrispondono a speciali difetti nel meccanismo della motrice e che devono essere corretti.

La forma ordinaria di un diagramma di indicatore, per macchine a regolare andamento, è data nella parte tratteggiata dalla fig. 512; essa fornisce un diagramma reale desunto da una macchina a condensazione

in cui la linea atmosferica (tracciata sulla carta del diagramma prima dell'esperienza) è più alta della linea della contropressione. Caratteristiche del diagramma pratico sono: 1.° accordi mediante curve arrotondate nei punti di passaggio da una fase all'altra; 2.° linea della pressione nell'ammissione (*a b*) leggermente discendente; 3.° linea (*f a*) corrispondente all'avanzamento all'ammissione appena leggermente spostata dalla verticale per la brevità di questa fase.

a) *L'avanzamento all'ammissione* (con cui intendesi d'ordinario la ampiezza di cui è aperta la luce quando lo stantuffo è all'estremo di

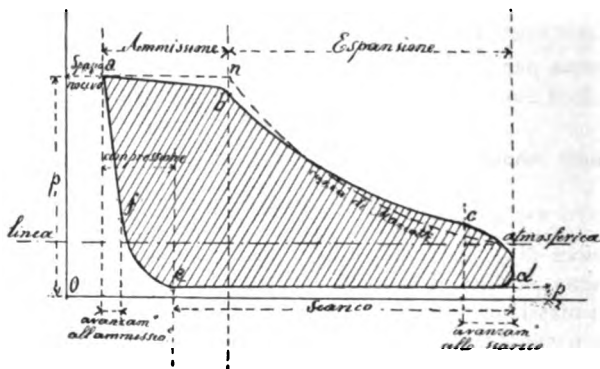



Fig. 512.

corsa) ha lo scopo di evitare gli urti, e di assicurare al principio di corsa la pressione massima; esso deve crescere colla velocità, e poichè la compressione esercita il medesimo effetto, essa sarà tanto maggiore quanto minore è la compressione.

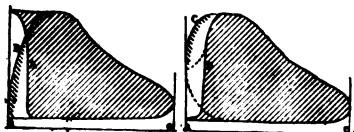



Fig 513.

La fig. 513 dà la forma di quattro diagrammi difettosi per quanto riguarda la precessione all' ammissione per cui questa non produce l' effetto richiesto o produce nel cilindro forte diminuzione di lavoro. Essa è troppo grande in *A*, nulla in *B*, insufficiente in *C* e negativa in *D*. Quando la precessione è nulla (il che, a scopo sperimentale, può farsi registrando appositamente la distribuzione) si ha mezzo di riconoscere, dallo spazio che lo stantuffo compie a raggiungere la pressione massima, il tempo all'uopo necessario.

b) Al principio dell'*ammissione*, le oscillazioni della molla dell'indicatore, all'atto in cui essa risente la pressione del vapore, si traducono talvolta sul diagramma in linee seghettate od in una serie di ondulazioni (che talvolta si riscontrano anche lungo il corso dell'espansione). Durante l'ammissione la pressione tende ad abbassarsi per due cause. La prima (di effetto minimo) per il graduale aumento nella velocità dello stantuffo. La seconda per essere la chiusura della luce di ammissione graduale cogli ordinari sistemi di distribuzione. Quando l'apertura della luce di ammissione è insufficiente alla portata di vapore dicesi che vi ha *lamina-*

sione di vapore. In tal caso è difficile determinare sul diagramma il punto esatto in cui l'espansione comincia; e deve dedursi dallo studio geometrico degli organi della distribuzione. Un troppo brusco abbassamento della linea di ammissione conduce a perdita di lavoro rappresentata dal triangolo *a b n* nella fig. 512. Si può ovviare a ciò coi sistemi di distribuzione che chiudano in modo rapido (od a scatto) la luce di ammissione.

c) La verifica della legge *di espansione* può essere fatta tracciando dal punto in cui comincia la espansione geometrica (la reale comincia colla laminazione), la curva di Mariotte e confrontandola colla curva effettiva. Si può così giudicare in ogni istante dello stato del vapore esistente nel cilindro. Quanto più la linea è alta sopra la adiabatica (od anche sopra la curva di Mariotte) si ha prova positiva di una grande rievaporazione quindi di una forte condensazione all'ammissione. Deviazioni brusche, continue o intermittenti con abbassamento eccessivo della linea, possono esser causate da fughe di vapore, per difetto delle molle dello stantuffo o per difetti di calibratura del cilindro (ovalizzazione). Se il grado di ammissione fosse troppo piccolo e l'espansione prolungata, la linea di

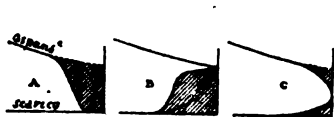



Fig. 514.

Fig. 515.

espansione si abbassa sotto la linea atmosferica delle macchine senza condensazione.

d) La *precessione* allo scarico (nelle macchine senza condensazione ed a piccola espansione) dà luogo nel diagramma a curva speciale da cui si deducono le condizioni in cui avviene (fig. 514). In *A* essa è troppo grande, in *B* si ha ritardo allo scarico, in *C* la curva ha disposizione regolare; il tratteggio rappresenta il lavoro perduto; la punteggiata in *B* indica una precessione nulla.

e) La linea della *contropressione* deve essere parallela alla linea atmosferica. Se le luci dei condotti di scarico sono troppo piccole, si produce una contropressione eccessiva che tende ad essere massima nel mezzo cui corrisponde la maggior velocità dello stantuffo.

Una grande compressione con ritardo all'ammissione può dare una forma caratteristica alla curva iniziale del diagramma (fig. 515).

In generale, quando il diagramma presenta un andamento che si scarta dall'andamento ordinario e regolare, ciò significa che esistono difetti di costruzione, o di proporzione delle varie parti, e specialmente difetti nella registrazione degli organi distributori. Spetta all'esperimentatore valutare le cause e pensare ai rimedi. L'esperienza all'indicatore richiede la contemporanea osservazione (con adatti strumenti) del vuoto nel condensatore e della pressione nella caldaia e nei tubi di presa e di scarico.

In ogni caso, qualunque sia la forma del diagramma ottenuto, l'area del medesimo ci fornisce il lavoro indicato, o, in altri termini, la pres-

sione media p_m da cui deducesi il lavoro colla formula generale. Nel diagramma ottenuto fig. 516 (in cui la linea 11 corrisponde alla linea atmosferica e può tracciarsi la *oo* linea delle pressioni zero colla scala dell'indicatore), si conducono al diagramma le tangenti estreme perpendicolari ad 11; dividesi la loro distanza in un numero qualunque di parti (p 10), si misurano le altezze medie punteggiate nella figura trovandone la media aritmetica (si può come è noto far uso della formula di Simpson, o trovare l'area col planimetro). Tale media colla scala dell'indicatore fornisce p_m in kg. mq. Si avrà allora

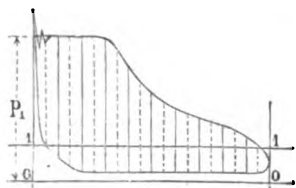



Fig. 516.

$$N_e = \frac{2\,n\,S\,O\,p_m}{60.75} = 0.000444\; n\,S\,O\,p_m .$$

Causa la obliquità della biella, anche a regime assoluto, i diagrammi presi nella corsa di andata e ritorno non sono precisamente eguali. Si assumerà la media del loro risultato.

31. *Prova diretta d'una motrice a vapore.* — Questa prova richiede di solito ad un tempo la misura del lavoro indicato, del lavoro effettivo, del consumo di vapore e di combustibile per cavallo indicato od effettivo nell'unità di tempo. L'indicatore ci fornisce il lavoro indicato, il freno il lavoro effettivo, la misura diretta da un serbatoio noto dell'acqua di alimentazione, il consumo di vapore, la pesatura il consumo di combustibile.

Una esperienza di tale genere, nei cui minuti dettagli non è qui il luogo di entrare, richiede: 1.° una durata sufficiente che non può essere inferiore a 4 o 5 ore; 2.° che sia assicurato durante la medesima il regime; 3.° che al termine di essa la caldaia, per lo stato del focolare, del livello d'acqua, della pressione, si riduca nelle condizioni iniziali.

Dicesi diagramma *a vuoto*, il diagramma ottenuto nel movimento della macchina alla velocità del regime senza sviluppo di lavoro effettivo. Si può colla presa di un tal diagramma fare a meno dell'esperienza contemporanea al freno. Però il lavoro d'attrito che con esso ottiensi è il minimo, ed occorre la nozione *del coefficiente di attrito addizionale* per dedurre dall'esperienza il lavoro effettivo. Se N_e è il lavoro effettivo, (cav.), N_i l'indicato, N_v quello a vuoto $N_e = N_i - N_v - \alpha N_e$ quindi

$$N_e = \frac{1}{1+\alpha}(N_i - N_v).$$

Secondo esperienze di Werner, per macch. senza condensazione $\alpha = 0{,}1$, per macchine a condensazione $\alpha = 0.11$.

32. *Esperienze calorimetriche. Metodo di Dwelshauvers-Dery. Conseguenze generali.* — Il diagramma dell'indicatore è il fondamento per l'esecuzione delle esperienze calorimetriche intese a determinare l'entità degli scambi di calore colle pareti, il rendimento della macchina, ed il consumo del vapore. Queste esperienze non sono d'ordinario richieste nei contratti e presentano ora un interesse solo scientifico. Noi le acceniamo brevemente colla scorta dell'elegante metodo proposto da Dwelshauvers-Dery (1889) che riposa sovra i principii di *Hirn*.

Si premette: La teoria sperimentale di Hirn dà luogo a questa legge generale:

Tra due posizioni dello stantuffo, la quantità di calore che ha prodotto il lavoro esterno e quella scambiata fra il metallo ed il vapore, formano una somma eguale alla differenza fra i calori interni del vapore nelle due posizioni considerate, accresciuta del calore che può essersi introdotto con nuovo vapore, o diminuita dal calore eventualmente trasportato fuori dal cilindro da una parte del vapore.

Questa legge si adopera a stabilire delle relazioni generali fra gli elementi che si vogliono determinare, e quelli che l'esperienza può fornire con prove calorimetriche e con diagrammi d'indicatore.

Tali esperienze (in concorso all'indicatore) richiedono: 1.° *stato di regime nelle macchine;* 2.° *uniformità di moto;* 3.° *riproduzione costante delle stesse condizioni di funzionamento.* Si dovrà perciò avere alle due parti dello stantuffo eguale spazio nocivo, eguale grado di ammissione

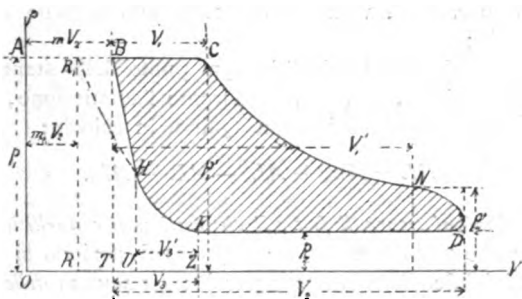



Fig. 517.

di compressione, eguali precessioni, costanza nella pressione e nel titolo del vapore alla presa, nella pressione del condensatore, nella temperatura dell'acqua, ecc.

I. *Dati sperimentali.* Oltre al *diagramma dell' indicatore* saranno noti i seguenti elementi, in parte da esso dedotti:

a) *Numero dei giri dello stantuffo, n,* contati durante l'esperienza per ricondurre le misure al colpo di stantuffo;

b) P_v *peso del vapore umido o surriscaldato* che penetra nel cilindro ad ogni corsa. Si ottiene P_v dividendo per n l'intero peso di vapore consumato nell' esperienza;

c) *Titolo x del vapore di ammissione* $x = p : P_v$ se p è il peso in kg. di vapore mescolato a $(P_v - p)$ di acqua satura;

d) *Quantità di calore Q* ammessa col vapore al cilindro a partire da 0°:

per vapore umido . . . . $Q = P_v [x \lambda + (1 - x) q]$

" " surriscaldato (a $t' > t$) $Q = P_v [\lambda + 0{,}48 (t' - t)]$;

e) *Quantità di calore* Q_1 *ceduta al fluido dall' inviluppo.* Noto il peso π di acqua condensata nella camicia per colpo di stantuffo e la pressione cui si condensa, si ha $Q_1 = \pi r$;

f) Peso di acqua fredda P_a mescolata nel condensatore al vapore di scarico e temperatura della stessa, prima della introduzione e dopo la uscita. Se q_u e q_i sono le quantità di calore di tale acqua alla temperatura di uscita e di introduzione e C il calor totale per elevare la temperatura di quest'acqua fredda, sarà $C = P_a(q_u - q_i)$; se c è il calore conservato dai P_v kg. di vapore condensato all'uscita del condensatore, sarà $c = P_v q_u$. La somma $C + c$ dicesi *calore respinto al condensatore*; se non esiste condensazione il calore respinto non può misurarsi direttamente, ma si misura per via indiretta;

g) Calore irradiato all'esterno del cilindro, E, piccolissimo rapporto a $Q + Q_1$. Si assume ordinariamente a priori in calorie per mq. e per ora, secondo le dimensioni delle motrici, la velocità, la differenza di temperatura, ecc.;

h) I volumi delle varie parti del cilindro e nelle varie fasi, corrispondenti all'ammissione, espansione, scarico, fine di corsa, compressione, spazio nocivo, ecc. Nella valutazione dei volumi si tiene conto del diametro dello stelo;

l) Pressioni corrispondenti in ogni punto dello stantuffo;

m) I lavori L_a, L_e, L_s, L_c durante l'ammissione, l'espansione, lo scarico e la compressione in kgm. Quindi in calorie:

$$AL = AL_a + AL_e - AL_s - AL_c.$$

II. *Relazioni generali fra gli elementi noti e quelli incogniti.* Il regime richiede che metallo e vapore dopo ogni periodo si ritrovino allo stato termico iniziale. Dovrà essere perciò: *La somma delle quantità ricevute e restituite dal fluido per colpo di stantuffo uguale a zero; egualmente verificasi pel metallo.*

1.° *Per quanto riguarda il fluido,* la precedente legge si esprime colla

$$Q + Q_1 - E - AL - (C + c) = 0 \quad \text{cioè} \quad Q + Q_1 - AL = (C + c) + E \quad (81).$$

Se esiste condensazione l'equazione (81) è una semplice verifica, le singole quantità essendo note. Se non vi è condensazione $C + c$ è incognito e si deduce dalla (81).

Dai precedenti, si deducono rispetto al fluido dati ulteriori.

Calori interni del vapore al principio ed alla fine dell'espansione e della compressione. Nell'espansione e nella compressione, fra due posizioni qualsiasi dello stantuffo, la differenza dei calori interni è uguale alla somma del calore equivalente al lavoro esterno e di quella che è ceduta dal fluido al metallo. Si valutano i calori interni, noto in ciascuna fase il peso di vapore in azione; sia esso P_c durante la compressione; sarà $P_v + P_c$ durante l'espansione.

Il valore di P_c, ammesso che questo vapore sia secco, è dato da

$$P_c = (m\, V_1 + V_2)\, \gamma_2$$

se γ_2 è la densità che corrisponde alla pressione di scarico.

Nelle fasi di ammissione e di scarico, il peso di vapore presente nel cilindro è variabile ed è ignota la legge di variazione, quindi il calor

latente non potrà determinarsi che al principio o alla fine di questi due periodi; ma la determinazione può farsi nella espansione e nella compressione essendo P_c e $P_v + P_c$ costanti.

In genere, per un peso P di miscela, comprendente p kg. di vapore secco e $P - p$ di acqua, se q è il calore di riscaldamento, ϱ il calor latente interno del kg. di vapore alla pressione della miscela, ed x il titolo di vapore, p_a la sua pressione e V il volume occupato, il calore interno I è

$$\left.\begin{array}{ll}\text{per vapore umido} & I = Pq + p\varrho = P(q + x\varrho) \\ \quad \text{„ surriscaldato} & I = 476.11\, P + 0.0070\,59\, p_a V\end{array}\right\}. \qquad (82)$$

Si riconosce se durante l'espansione il vapore è umido o surriscaldato, rilevando dal diagramma la pressione in quel punto, quindi il peso specifico γ dalle tavole; noto il volume V occupato dal vapore, il peso di questo vapore, se secco, è $V\gamma = p$; se p è minore $P_v + P_c$ il vapore è umido ed il suo titolo è $x = p : (P_v + P_c)$; se p è maggiore $P_v + P_c$ il vapore è surriscaldato; secondo i casi si userà una delle due formole (82).

Per la compressione si procede in egual modo rispetto a P_c. Osservando che, ordinariamente, nell'espansione il vapore è umido, nella compressione surriscaldato, i calori interni $I_0\ I_1\ I_2\ I_3$ corrispondenti al principio ed alla fine della espansione e della compressione, dati gli indici relativi alle notazioni precedenti, sono

$$\begin{aligned} I_0 &= P_v + P_c)\, q_0 + p_0\, \varrho_0 = (P_v + P_c)(q_0 + x_0\, \varrho_0) \\ I_1 &= (P_v + P_c)\, q_1 + p_1\, \varrho_1 = (P_v + P_c)(q_1 + x_1\, \varrho_1) \\ I_2 &= P_c (q_2 + \varrho_2) \\ I_3 &= 476{,}11\, P_c + 0.00705 \left[p_0\, (\overline{OU})\right]. \end{aligned}$$

(Vedi fig. 517.)

2.° *Per quanto riguarda il metallo,* e gli scambi relativi di calore col fluido, che rappresentiamo con $S_a\ S_e\ S_s\ S_c$ in calorie (presi positivi o negativi, secondo che il vapore ceda calore al metallo o viceversa), la legge di questi scambi si può scrivere — ricordando che nelle macchine senza camicia è irradiato all'esterno il calore E, ed in quelle con camicia è ceduto dall'inviluppo il calore Q_1, di cui una parte E all'esterno — nel seguente modo:

$$\left.\begin{array}{ll}\text{per motrici senza inviluppo} & S_a + S_e - S_s + S_e - E = 0 \\ \quad \text{„ \quad con \quad „} & S_a + S_e - S_s + S_c + Q - E = 0\end{array}\right\}. \qquad (83)$$

Il principio esposto a pag. 581 dà modo di scrivere:

$$\left.\begin{array}{ll} A L_a + S_a = I_2 - I_0 + Q; & A L_e + S_e = I_0 - I_1 \\ -(A L_s + S_s) = I_1 - (C + c) & -(A L_c + S_c) = I_3 - I_2 \end{array}\right\}. \qquad (84)$$

Donde ricavasi

$$\left.\begin{array}{ll} S_a - I_2 + Q - I_0 - A L_a & S_e = I_0 - I_1 - A L_e \\ S_s = I_2 + (C + c) - I_1 - A L_s & S_c = I_2 - I_3 + A L_c \end{array}\right\}. \qquad (85)$$

La somma di queste equazioni riproduce la (81) equazione di controllo per le macchine a condensazione.

Il controllo può aversi nelle motrici senza condensazione nell'ipotesi di calcolare il raffreddamento allo scarico S_s come se il calore ceduto dal metallo al fluido fosse impiegato solo ad evaporare l'umidità

$$(P_v + P_c)\,(1 - x_1)$$

presente alla fine dell'espansione. Allora può aversi

$$C + c = (P_v + P_c)\,(1 - x_1)\,\rho_1 + I_1 - I_2 + A\,L_s =$$

$$= (P_v + P_c)\,(1 - x_1)\,\rho_1 + (P_v + P_c)\,(q_1 + x_1\,\rho_1) - I_2 + A\,L_s$$

cioè

$$C + c = (P_v + P_c)\,(q_1 + \rho_1) - I_2 - A\,L_s$$

che si confronta con quel risultato che può aversi dalla (81).

III. *Rappresentazione degli scambi di calore.* La quantità di calore che ha prodotto il lavoro esterno può rappresentarsi con superficie rettangola, la cui base è il volume generato dallo stantuffo, e l'altezza è la pressione media del vapore. Con un'area può pure essere rappresentato il calore che corrisponde agli scambi tra fluido e pareti.

Or noi conosciamo i valori di $A\,L$, S, e del volume V generato per ciascuna delle 4 fasi del ciclo e cioè (fig. 517):

Ammissione $A\,L_a$, S_a, V_1; *espansione* $A\,L_e$, S_e, $(V_1' - V_1)$.

Scarico (cominciato per anticipazione al punto N e finito in F).

$A\,L_s, S_s, [(V_s - V_2) + (V_2 - V_1')]$.

Compressione $A\,L_c, S_c, V_2$.

Fig. 518.

Fig. 518. Abbiasi il diagramma di un indicatore, e sia la pressione media durante l'ammissione

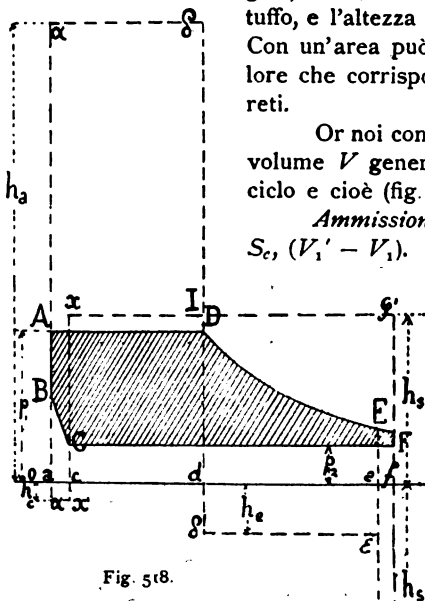
$$p_1 = A\,L_a : A\,V_1 .$$

1.° Ordinata media dello scambio di calore nell'*ammissione*

$$h_a = S_a : A\,V_1 .$$

Si porta questa nella stessa scala di p_1 e si avrà, in relazione al lavoro $a\,A\,D\,d$, il rettangolo del calore scambiato $a\,\alpha\,\delta\,d$ nella stessa scala.

2.° Ordinata media dello scambio di calore durante *la espansione* (da D fino ad E) portata sotto $O\,X$ perchè negativa rispetto al pre-

cedente $h_e = S_e : A\ (V_1' - V_1)$ è questo rappresentato nell'andata dal rettangolo $d\,\delta\,\varepsilon\,e$.

3.° Ordinata media dello scambio nello *scarico:*

$$h_s = S_s\,[A(V_2 - V_2) + (V_2 - V_1')]$$

l'altezza h_s nell'andata (scambio tra metallo e fluido) e cioè pel volume $V_2 - V_1'$, si porta sotto Of secondo il rettangolo $e\,\varepsilon'\,\varphi\,f$ e per la corsa di ritorno fc si porta di sopra formando il rettangolo $f\,\varphi'\,x\,c$.

4.° Ordinata media dello scambio nella *compressione*

$$h_c = S_c : A\,V_2\,;$$

formasi il rettangolo $c\,x'\,\alpha\,a$ al di sotto di Of perchè la cessione si ha dal fluido alla parete. Si ha così il diagramma medio degli scambi (collegato col diagramma effettivo dell'indicatore) che si divide in due aree distinte, una positiva

$$\alpha'\,a\,\alpha\,\delta\,I\,x\,x'\,\alpha'$$

ed una negativa

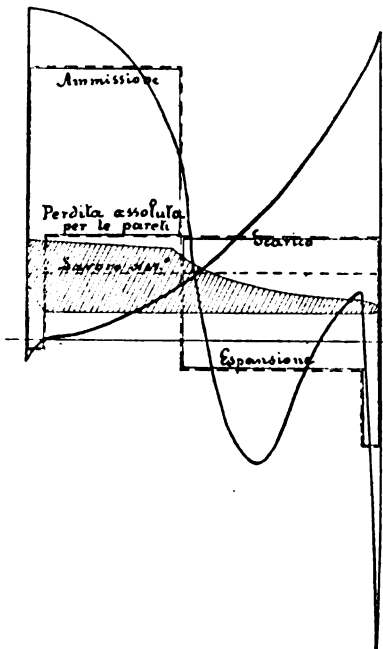
$$I\,\delta'\,\varepsilon\,\varepsilon'\,\varphi\,\varphi'\,I$$

la cui differenza è uguale al valore di E, calore ceduto per irradiazione all'esterno.

Fig. 519.

Il diagramma rappresenta la media degli scambi e non il processo con cui si producono. Il rappresentare esattamente gli scambi reali non è possibile che nel periodo di espansione e di compressione, quando è costante la quantità di fluido in gioco; ma può ammettersi che le modificazioni al tracciato medio si facciano sulle norme seguenti.

Ammissione: la cessione di calore è massima al principio di corsa e va poi diminuendo, avendosi una curva che si accorda cogli scambi di calore nell'espansione. *Espansione:* in questa è possibile calcolare punto per punto sull'indicatore la quantità dello scambio S_e positivo o negativo secondo che prevalgono evaporazioni o le condensazioni; la cessione di calore dalle pareti al fluido massima verso il principio dell'espansione può prendere poi andamento oscillante. *Scarico:* lo scambio positivo è massimo al principio, nullo all'estremo.

Alle superfici rettangole della fig. 518 si ponno così sostituire linee curve, comprendenti aree eguali a quelle rettangolari prima trovate. Il diagramma della fig. 519, trovato da Dewelshauvers Dery per una motrice a grande velocità, indica il modo con cui sul diagramma dell'indicatore, alle linee diritte degli scambi medi di calore, furono sostituite le linee curve degli scambi reali.

Unità di calore pel confronto dei vari risultati. I vari risultati conviene sieno riferiti ad una stessa unità, per rendere confrontabili gli esperimenti su macchine diverse. Può convenire di assumere per questa il kg. di vapore consumato o meglio il calor totale di 1 kg. di vapore a data pressione. Fissando, per esempio, una pressione di 6 atmosfere, per definire l'unità, essa sarebbe di calorie 655. Dopo ciò occorre valutare il peso M di vapore a 6 atmosfere che equivale al peso del vapore reale. Tutti i risultati dovranno allora essere divisi per M. Di più si avrà:

per macchina senza inviluppo $M = \frac{Q}{655}$ con inviluppo $M = \frac{Q + Q_1}{655}$. (86)

Così, ad esempio, per tracciare il diagramma degli scambi nella espansione si divide prima in m punti il tratto che vi corrisponde, e per ogni punto si determina il titolo della miscela. Se questa è umida, il calore interno sarà dato da $I = (P_v + P_c) q + p \varrho$. La differenza dei calori interni fra due posizioni qualunque successive β, β_{-1} sarà:

$$I_{\beta-1} - I_\beta - (P_v + P_c)(q_{\beta-1} - q_\beta) + (p_{\beta-1} \varrho_{\beta-1} - p_\beta - \varrho_\beta)$$

differenza che è uguale alla somma di calore impiegato a produrre il lavoro esterno ed a scaldare il metallo $A L^\beta_{\beta-1}$ e $S^\beta_{\beta-1}$; si ha quindi

$$I_{\beta-1} - I_\beta = A L^\beta_{\beta-1} + S^\beta_{\beta-1}$$

e quindi

$$S^\beta_{\beta-1} = (I_{\beta-1} - I_\beta) - A L^\beta_{\beta-1}$$

in calorie, che si trasformano poi in kg. per mq. moltiplicandoli per $^1/_A$ e dividendoli pel volume generato dallo stantuffo fra le due posizioni. Cioè valutata in kg. per mq. la differenza $I_{\beta-1} - I_\beta$ e sottrattovi $A L^\beta_{\beta-1}$ espresso in kg. per mq. cioè

$$A L^\beta_{\beta-1} \frac{1}{A(V_\beta - V_{\beta-1})}$$

(media pressione del vapore fra la posizione $\beta - 1$ e β) si otterrà $S^\beta_{\beta-1}$ espresso in kg. per mq. Gli equivalenti della variazione del calore interno, del lavoro e dello scambio di calore si dividono per M per ricondurli al kg. di vapore.

IV. *Conseguenze delle prove e dei calcoli precedenti.* Si forma, coi risultati ottenuti, quello che, con espressione oppurtuna usata da Dwelshauvers-Dery, dicesi il *bilancio di una motrice.* Il calore fornito alla motrice (che importa la spesa), $Q + Q_1$ è stato impiegato a produrre il lavoro esterno, a scaldare il metallo, ed a dare il calore al condensatore. Quindi

$$Q = A(L_a + L_e) - A(L_s + L_c) + (C + c) - (Q_1 - E)$$

$$(C + c) = I_1 - I_2 + A L_s + S_s$$

$$S_s = (S_c + S_a + S_e) + Q_1 - E).$$

Se ne deduce la spesa reale di calore

$$Q = A(L_a + L_e) + (S_e S_a S_c) + (I_1 - I_2) - A L_c \qquad (87)$$

ovvero

$$Q + Q_1 = A(L_a + L_e) + (Q_1 + S_c + S_a + S_c) + (I_1 - I_2) - A L_c. \quad (88)$$

Il calore totale fornito potrà essere così decomposto

1.° Per lavoro esterno

$$\frac{A L_a + A L_e}{Q + Q_1}.$$

2.° Ceduto alle pareti

$$\frac{S_e + S_a + S_c}{Q + Q_1}.$$

3.° Per altre perdite

$$\frac{I_1 - I_2 - A L_e}{Q + Q_1}.$$

Il coefficiente utile teorico è

$$\left(\frac{A L_a + A L_e}{Q + Q_1}\right); \left(\frac{T_1 - T_2}{T_1}\right). \quad (89)$$

In queste formole non è compresa la contropressione che per lo scopo di confronto fra varie motrici non importa considerare.

Consumo di vapore in kg. (ogni kg. di 655 calorie). Il valore dell'unità M (86) si divide per le calorie rappresentanti in cavalli il lavoro assoluto al 1'' $^1/_{75}$ $(A L_a + A L_e)$. Coll'espressione

$$3600.75 \frac{M}{A L_a + A L_e}, \quad (90)$$

si ha senz'altro *il consumo di vapore per cavallo assoluto e per ora.*

33. Esperienze col rivelatore Donkin. — Donkin ha ideato un apparato pel mezzo del quale i fenomeni interni del cilindro (condensazione e rievaporazione) sono resi visibili all'occhio. Questo apparato è costituito da un cilindro di vetro avente la forma di un oliatore chiuso da due piastrelle, una inferiore e l'altra superiore, di cui l'inferiore può essere fatta, con rubinetto, comunicare collo interno del cilindro a vapore; il cilindro di vetro è esternamente inviluppato di un altro, lo strato d'aria interposto funzionando con isolatore.

Il rivelatore così costituito nella sua forma più semplice ha l'aspetto della fig. 520. Montato lo stesso sul cilindro di un motore a vapore, si è potuto chiaramente constatare il fenomeno della condensazione all'ammissione e della parziale rievaporazione nell'espansione, nonchè della completa evaporazione allo scarico. Introdotta anzi nella capacità g dell'acqua fredda per l'altezza di 20 mm., si constatò la violenta evaporazione della stessa, anche se coperta con strato d'olio, durante lo scarico della motrice.

Successivamente lo stesso Donkin ha modificato la forma e l'attacco del rivelatore in modo da poterlo impiegare a constatazioni diverse riferentisi al funzionamento delle macchine a vapore. Una di queste ri-

fletteva la distribuzione delle temperature sulle pareti del cilindro. Perciò il rivelatore è stato costituito, anzichè di vetro, con tubo di metallo, il cui spessore era tale, che, a diverse profondità dello stesso, mediante fori praticativi lungo lo spessore, si potessero inserire dei piccoli termometri. I fori sono distribuiti su linea spirale e vanno dalla parete interna all'esterna; essi si riempiono di mercurio. In tal modo si potè constatare che la legge teorica di distribuzione delle temperature corrispondeva alla realtà, e provare l'esistenza di uno strato molto prossimo alla parete interna in cui questi scambi di calore si annullano. Il modo onde rivelatori simili sono applicati sul cilindro vedesi nella fig. 521.

Il rivelatore è stato applicato anche a constatare l'effetto della camicia di vapore, collo schema della fig. 522; è formato di due tubi metallici, disposti concentrici, *D E*, il primo dello spessore del cilindro, il secondo dello spessore della camicia; nello spazio *G* fra i due tubi (spazio dell'in-

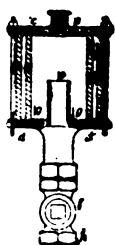
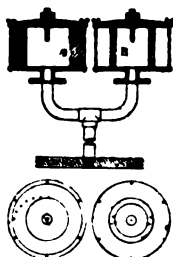
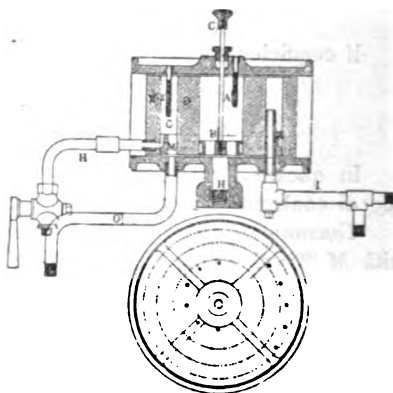



Fig. 520. Fig. 521. Fig. 522.

viluppo) arriva per *O* il vapore della caldaia; mentre l'interno di *D* comunica coll'interno del cilindro per *H*. Si tiene liscia la superficie interna di *D* con uno stantuffo *B* che movesi a mano collo stelo *C*. *A* è un tubo d'acciaio pieno di mercurio, per l'applicazione di un termometro. La camicia del rivelatore è provvista di due tubi di scarico *k*, *l* di cui il primo sottrae il vapore condensato all'interno di *E* ed il secondo all'esterno di *D*; un anello *M* serve a raccogliere l'acqua di condensazione. L'intero strumento è coperto di materia isolante. Col tubo *L* si misura la temperatura nell'inviluppo. Per gli spessori a diverse profondità nella parete di *D* ed *E* la misura è fatta con una serie di fori ripieni di mercurio e provvisti di termometro.

Con apparati di tal genere, in unione all'indicatore, si possono fare studi sperimentali completi sulle motrici a vapore, e studiare anche la legge di variazione delle temperature, che è la base per fare una determinazione esatta a priori dal consumo di vapore.

34. Sull'entropia e sui diagrammi dell'entropia. — Riservandoci di completare allo studio delle macchine a doppia espansione il tracciamento del diagramma dell'entropia, argomento che ha acquistato

notevole importanza pratica e teorica, premettiamo qui pei lettori non famigliari agli studi teorici di termodinamica alcune note preliminari.

Nello studio calorimetrico di qualsiasi macchina debbono essere determinati gli scambi di calore che si verificano fra il fluido e le pareti interne del cilindro. Ciò è specialmente necessario nel caso delle macchine a vapore, in quanto è noto che questi scambi di calore sono la causa precipua della differenza fra il lavoro che può essere fornito da una macchina ideale ed il lavoro che può aversi da una macchina effettiva. Di grande importanza in tale studio è il metodo grafico tutto recente pel tracciamento dell'*entropia.*

Per esempio, il calore fornito al cilindro essendo rappresentato di un' area data, quest' ultima può essere divisa in parecchie parti, una delle quali rappresenti il calore trasformato in lavoro sullo stantuffo, un' altra il calore assorbito dal condensatore, o dall'aria che inviluppa la macchina, ottenendosi così una specie di bilancio grafico del calore. Se poi quella parte di calore che non è utilizzata in lavoro può essere ulteriormente suddivisa nelle sue parti costitutive, e cioè nelle perdite dovute allo spazio nocivo — alla laminazione — ed all' azione delle pareti, sarà allora possibile mostrare esattamente in qual modo sia stato speso il calore fornito alla macchina.

Due metodi possono essere adottati per questa rappresentazione grafica nella trasformazione di calore in un cilindro. Nel primo, che è generalmente usato, la pressione ed i volumi sono, come vedemmo, assunti come ordinate ed ascisse, e le superfici rappresentano soltanto aree di lavoro. La curva dell' indicatore così ottenuta dà il lavoro sullo stantuffo. Ma per mostrare i movimenti del calore essa deve essere trasformata col mezzo di calcolo in energia meccanica per ogni fase della curva ed è questo appunto il metodo seguito di Dwelshauvers-Dery (n.° 30).

Tale metodo di rappresentazione si complica pel fatto, che l' effetto del calore fornito ad un corpo, non è soltanto di modificarne la pressione ed il volume, ma ancora la sua condizione di energia interna. Quindi, solo una parte del calore è rappresentato nel diagramma delle pressioni e dei volumi, eccetto in alcuni casi, come ad esempio nelle trasformazioni isotermiche di gas.

Il nuovo sistema dei diagrammi dell' entropia fornisce una diretta rappresentazione grafica del calore fornito ad un corpo, assumendo la temperatura e l'entropia come caratteristiche delle sue condizioni. Chiariscasi meglio all' uopo il significato dell' entropia.

Se supponiamo che una quantità infinitesima di calore dQ sia fornita ad un corpo all'assoluta temperatura T, l' aumento di entropia in questo caso è definito da $\frac{dQ}{T}$, cioè *l'entropia moltiplicata per la temperatura assoluta è eguale al numero delle calorie.* Così $\frac{dQ}{T}$ può essere considerato come un peso, che, cadendo dall' altezza T, produce l'energia dQ quindi

$$\frac{dQ}{T} \times T = dQ. \qquad (91)$$

Se gli aumenti, o le somme successive di $\frac{dQ}{T}$, si portano come ascisse, e le differenti temperature assolute T come ordinate, si ottiene una curva la cui area rappresenta la somma di tutti gli elementi dQ, cioè, il calore fornito. I movimenti di calore possono essere dedotti dalla forma particolare della curva così ottenuta. Se il fluido studiato è una miscela di vapore ed acqua che si espande in un cilindro, la curva può rappresentare col proprio profilo se il calore passa dalle pareti del cilindro al vapore, o viceversa dal vapore alle pareti.

Per applicare tale processo allo studio delle macchine a vapore, devesi assumere come punto di partenza il diagramma dell'indicatore.

Date le variazioni di pressione o di volume in qualsiasi esperienza, la questione è di trovare la curva corrispondente quando si assumono, come coordinate, l'entropia $\left(\frac{dQ}{T}\right)$ e la temperatura. Per certe trasformazioni, come ad esempio quelle a pressione e temperatura costante, o quando l'acqua viene riscaldata ed evaporata sotto pressione costante, questa questione non presenta difficoltà. Ma le trasformazioni che si verificano nel cilindro di una macchina sono più complicate.

Il metodo è basato su una delle equazioni fondamentali della termodinamica, e cioè:

$$\frac{r}{T} = \frac{1}{E} \frac{dp}{dT} (u' - u). \qquad (92)$$

In questa relazione r è il calore di evaporazione dell'acqua alla temperatura T a pressione p. — u' è il volume di 1 kg. di vapore saturo a questa temperatura, — u il volume di 1 kg. di liquido; E è l'equivalente meccanico del calore $= 425$ chilogrammetri.

Il valore di r si trova nelle tabelle di Regnault per qualsiasi data temperatura.

$\frac{r}{T}$ è l'aumento di entropia dallo stato liquido allo stato del vapore saturo secco, rappresentato dalla larghezza del diagramma incluso dentro le due curve limiti.

$\frac{dp}{dT}$ ha un valore definito per qualsiasi temperatura, e può essere ottenuto dalle tangenti alle curve delle pressioni del vapore; ma è più esatto calcolarlo in base al valore fornito dalle tabelle di Zeuner. Facendo uso di questa equazione, l'entropia può essere coordinata coi volumi in una rappresentazione grafica semplice, ed è su questo metodo che riposa il sistema.

Siccome il cilindro di una macchina a vapore nei propri periodi di ammissione e scarico non è chiuso, sono necessarie alcune operazioni, prima di procedere ad applicare l'entropia agli ordinari diagrammi delle macchine a vapore.

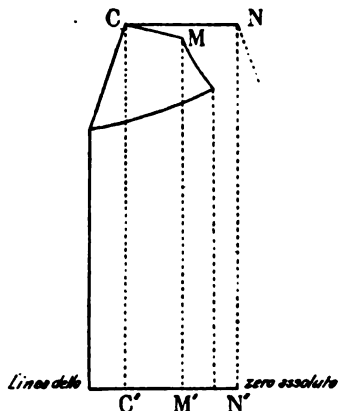
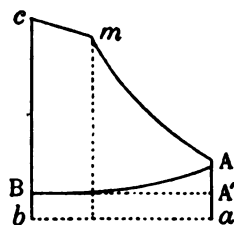
Linea di scarico del vapore. Quando la linea di scarico corrisponde ad un decrescimento della pressione (come nei diagrammi di alcune macchine monocilindriche od in quelle del gran cilindro di una compound) può essere adottato il seguente metodo.

L'entropia non ha significato eccetto che per un peso definito di fluido che passa traverso le differenti fasi che corrispondono ad un ciclo invertibile. Ciò non può evidentemente applicarsi allo scarico, quando, a cagione della necessaria riduzione nella dimensione degli orifici, esso si produce soltanto in virtù della contropressione del cilindro; ma l'operazione può essere sostituita con una equivalente, tanto per rapporto al calore dato al condensatore, come al lavoro delle resistenze dovuto alla contropressione.

Sia per es. *AB* (fig. 523) la linea di scarico, la pressione nel condensatore *A'B* essendo ritenuta costante. Per la legge di equivalenza, il calore da sottrarre lungo la linea *AB* consta del calore interno nel cilindro in *A*, più il calore equivalente al lavoro dato sullo stantuffo dal vapore di scarico (rappresentato dall'area *a A Bb* calcolata a partire dalla linea di pressione zero) meno il calore interno del vapore condensato alla pressione del condensatore, e meno il calore corrispondente al lavoro dato dal vapore liquefatto nel condensatore.

Suppongasi che il fluido *resti nel cilindro*, e quindi sia condensato secondo la legge *AB*. In tal modo non vi sarà da un lato variazione nel lavoro ottenuto dalla macchina; dall'altro lato il calore da sottrarre nel cilindro (che ora diviene il condensatore) consta, come nel caso dell'effettivo scarico, dell'eccesso del calore interno al punto *A* su quello al punto *B*, più del calore equivalente all'area di lavoro *a A Bb*, meno il lavoro corrispondente al liquido scaricato, in quanto quest'ultimo resta nel cilindro. Così le due operazioni sono equivalenti, tanto in riguardo al lavoro resistente sullo stantuffo, e quanto al calore sottratto.

Fig. 523.

Linea di ammissione del vapore. Un'altra difficoltà è presentata dallo strozzamento durante l'ammissione. Il calore è fornito alla temperatura della caldaia, e la sua ammissione nel cilindro dà luogo ad una fase complessa. All'inizio evvi appena uno strozzamento apprezzabile, ma esso aumenta progressivamente, se la quantità di vapore ammessa è grande. Siccome il vapore già ammesso si espande nello stesso tempo, la sua pressione diviene eguale a quella del vapore che arriva. Ma la finale condizione del vapore, quando si chiude la valvola di ammissione, mostra che esso deve sviluppare una certa quantità di lavoro sullo stantuffo, riscaldare le pareti e trattenere una data quantità di calore interno, corrispondente alla sua pressione ed al grado di secchezza. Il punto *M* sul diagramma dell'entropia (fig. 523) indica questa condizione. Ora, se un peso d'acqua

eguale a quello del fluido ammesso si suppone trovarsi nel cilindro e ricevere calore a pressione decrescente in tal modo da dare lo stesso lavoro, la condizione della miscela, al momento in cui la espansione comincia, è rappresentata dallo stesso punto M, in quanto il suo peso, il titolo, e la pressione (e quindi la temperatura) devono corrispondere in questo punto colla pressione e il volume rappresentato dalla curva dell'indicatore. Per questa ultima operazione *invertibile* il calore fornito al vapore, dal momento in cui esso cessa di essere liquido, consta:

1.° del calore che va alle pareti, come nella fase reale,

2.° del calore che corrisponde al lavoro ottenuto, eguale per ipotesi a quello del processo reale,

3.° dall'aumento del calore interno, in quanto il vapore passa dallo stato liquido alla condizione di miscela al punto M. Questo aumento è del pari il medesimo.

Se la linea di evaporazione a pressione variabile è rappresentata da CM (fig. 523) corrispondente a cm sulla curva dell'indicatore e la linea di evaporazione del vapore, che passa attraverso alla valvola di distribuzione durante l'ammissione alla pressione del tubo di vapore, è rappresentata da CN, il risultato sarà:

Area CNN_1C_1 — Calore di evaporazione del vapore passante traverso gli organi distributori. Questo vapore si suppone secco; ma se fosse umido, il punto N deve essere scelto in corrispondenza al suo titolo.

Area CMM_1C_1 — Calore richiesto a produrre il lavoro di ammissione nel diagramma, ed a dare al fluido il calore interno che esso possiede in M.

Area CNN_1M_1 — Differenza fra queste due aree, o calore che passa alle pareti durante l'ammissione.

Si è ammesso che qui non vi sia spazio nocivo. Se vi fosse, la trasformazione di vapore rappresentata dalla linea cm del diagramma delle pressioni, deve essere assunta come se fosse prodotta da un liquido eguale in peso a quello del vapore durante l'ammissione, più quello ritrovato per la compressione. Se una linea di pressione costante, tracciata sulla curva dell'indicatore, è sostituita alla linea effettiva di ammissione, si ottengono risultati più facili ma meno esatti, e la curva di indicatore può essere assunta quando si presenta realmente, senza difficoltà.

Queste considerazioni mostrano che le curve dell'indicatore, sebbene possano essere alterate dallo spazio nocivo o dallo strozzamento possono però essere trasformate in diagrammi termici e trattate come tali da formare cicli invertibili chiusi. I diagrammi dell'entropia sono tracciati in tal maniera, ma, come abbiamo qui detto, allo scopo di non ripeterci, ne rimandiamo il tracciamento al capitolo relativo alle macchine a doppia espansione.

CAPITOLO XII.

MACCHINE A VAPORE

LE DISTRIBUZIONI NELLE MOTRICI A VAPORE MONOCILINDRICHE

§ I.

Delle distribuzioni in genere.

1. Il funzionamento di una distribuzione. — Spetta al meccanismo automatico della distribuzione il far succedere regolarmente nel cilindro d'una motrice le fasi d'azione del vapore.

Come è noto, ogni sistema distributore costituisce un arpionismo a moto inverso, con *otturatori* (arresti a riposo accoppiati con organi di pressione), il movimento dei quali apre o chiude a determinati istanti le aperture di passaggio del vapore sboccanti alle estremità del cilindro.

I sistemi distributori prendono d'ordinario nome dalle forme degli otturatori impiegati, la cui varietà è grandissima. Gli otturatori compongono *gli organi interni della distribuzione*, e ricevono movimento (legato con rapporti costanti a quello dello stantuffo) da un meccanismo secondario, — messo in moto dal meccanismo principale ed in particolare dall'albero motore — le cui varie membrature prendono nome *di organi esterni della distribuzione.*

Il collegamento fra gli organi esterni ed interni è ottenuto o con un meccanismo rigido a moto desmodromico, ovvero (specie per gli otturatori serventi all'ammissione) con disposizione cinematica a chiusura di forza, non rigida in tutte le sue parti, allo scopo di ottenere in modo rapido (con uno scatto, ad esempio) la chiusura della luce di ammissione. Le distribuzioni di quest'ultima specie, particolarmente se a valvola, vengono denominate *distribuzione di precisione.*

Una buona distribuzione deve rispondere a molteplici condizioni, si richiede infatti: 1.° Che le varie fasi di azione del vapore si succedano, come in un diagramma teorico d'indicatore; 2.° Che possano ottenersi gradi di ammissione variabili, fra limiti estesi, anche mediante il comando d'un regolatore; 3.° Che sia per essa minima l'ampiezza degli spazi nocivi; 4.° Che sieno possibilmente distinti i condotti di ammissione e di scarico per evitare condensazioni; 5.° Che la chiusura dell'ammissione

avvenga sollecita perchè la pressione non si abbassi al principio dell'espansione; 6.° Che, in ogni caso, il sistema sia possibilmente semplice, atto a funzionare senza rumore ò rapido logoramento, specie nelle motrici a grande velocità.

Tutte queste condizioni non sono d'ordinario raccolte in un solo sistema distributore; ma il tecnico adotta volta a volta quello che per lo scopo voluto trae seco gli inconvenienti minori.

Noi ci occupiamo nel presente capitolo delle distribuzioni per le macchine a vapore ad un cilindro; e questo studio ci sarà poi facile estendere alle motrici policilindriche, ed alle macchine speciali. Importa intanto avvertire sin d'ora, che non vi è forse altra parte della costruzione meccanica nella quale l'attività inventiva si sia esercitata quanto nelle distribuzioni delle motrici a vapore, mettendo capo a meccanismi assai vari, più o meno complessi, spesso però creati senza diretto scopo di miglioramento. Noi ci limiteremo perciò a ricordare le forme più importanti, tanto più che è manifesta la tendenza odierna verso il ritorno alle più semplici, perfezionate dall'esperienza secolare.

In quanto poi riflette la loro razionale classificazione, devesi avvertire che l'ordine storico di successione non offrirebbe una guida sicura. Il cassetto semplice, tanto diffuso, dal quale prenderemo le mosse, non è stata la prima forma che siasi adoperata; con esso, che raccoglie in uno i condotti di ammissione e di scarico per ogni estremità del cilindro e per entrambe le estremità richiede l'uso di un unico otturatore, si ha certamente esempio di una ingegnosità affinata e non primitiva. Il brevetto Corliss del 1849 col quale si separano i quattro condotti (due di ammissione e due di scarico), e ponesi ciascuno sotto il comando di un otturatore distinto, riconduce la distribuzione alle sue origini ed alla sua forma più spontanea. Ma i perfezionamenti introdotti da Corliss, e specie la chiusura rapida dell'ammissione ed il comando delle variazioni d'espansione col regolatore, come diedero al sistema stesso larga diffusione e lo resero capostipite di tipi analoghi realizzati anche con otturatori di forma diversa (piastre piane, valvole equilibrate), esercitarono ancora larga influenza sulle distribuzioni a cassetto semplice, nelle quali, fin allora, non lo scatto, ma neppure erasi potuto applicare un sistema ad espansione variabile automatico, come più tardi si fece trasformando nella Rider la distribuzione Meyer.

Dal successo delle distribuzioni Corliss, e dalla contemporanea tendenza al ritorno verso il cassetto semplice, derivarono le distribuzioni a cassetto con piastre d'espansione manovrate a scatto; da questa stessa causa e dalla riconosciuta inattitudine dei meccanismi a scatto a funzionare nelle motrici veloci, è derivato infine l'indirizzo dovuto ai moderni costruttori americani, per cui si è reso il cassetto semplice atto a fornire le espansioni variabili sotto l'impulso di un regolatore centrifugo.

Così, per l'influenza vicendevole dei vari tipi, si è venuta raccogliendo fino ad oggi una serie assai numerosa di sistemi distributori, i quali hanno, soltanto fra certi limiti, un campo di applicazione distinto, definito dall'entità del lavoro che deve sviluppare la motrice, dalla pressione del vapore e dalla velocità. Sarà nostra cura mettere in evidenza,

per i principali, le condizioni più proprie di applicazione, benchè sia nostra convinzione che, in un prossimo avvenire, l'esperienza compierà un lavoro di selezione destinato a concentrare su poche forme le cure dei costruttori.

2. Classificazione delle distribuzioni. — Posto che l'ordine storico di successione dei meccanismi distributori, per la influenza reciproca esercitata, non possa servire di base alla classificazione richiesta in uno studio sistematico, noi classifichiamo le distribuzioni avendo riguardo alla presenza o meno di condotti distinti per l'ammissione e per lo scarico, ed alla forma degli organi otturatori. E cioè:

A) DISTRIBUZIONI A CONDOTTI COMUNI ED OTTURATORE COMUNE PER L'AMMISSIONE E LO SCARICO AI DUE ESTREMI DEL CILINDRO.

1.° *Otturatore a scorrimento piano rettilineo.*
- *a*) Cassetto semplice con o senza espansione variabile ed inversione di moto.
- *b*) Cassetto semplice e piastre di espansione senza scatto.
- *c*) Cassetto semplice ed organi di espansione con scatto.

2.° *Otturatori a scorrimento circolare.*
- *a*) Robinetti oscillanti con o senza espansione variabile.
- *b*) " rotativi " " "
- *c*) Piastre o cassette circolari oscillanti o rotative.

B) DISTRIBUZIONI CON ORGANI OTTURATORI DISTINTI E CONDOTTI DISTINTI PER L'AMMISSIONE E LO SCARICO AI DUE ESTREMI DEL CILINDRO.

1.° *Otturatori a scorrimento circolare.*
- *a*) Robinetti Corliss con scatto o senza.

2.° *Otturatori a scorrimento piano.*
- *a*) Quattro piastre piane con movimento a scatto o senza.

3.° *Otturatori a sollevamento rettilineo.*
- *a*) Valvole accompagnate senza scatto.
- *b*) Valvole a scatto.

4.° *Distribuzioni miste.*
- *a*) Valvole all'ammissione e piastre piane allo scarico.
- (*b* Valvole all'ammissione e robinetti allo scarico.

A) DISTRIBUZIONI A CONDOTTI COMUNI PER L'AMMISSIONE E LO SCARICO.

§ 2.

a) DISTRIBUZIONI A CASSETTO SEMPLICE CON O SENZA ESPANSIONE VARIABILE ED INVERSIONE DI MOTO.

3. Distribuzioni a cassetto semplice. — Diconsi distribuzioni a cassetto (od a piastre di scorrimento piano) quelle in cui l'otturatore, col mezzo del quale vengono realizzate le diverse fasi, ha moto rettilineo alternativo sopra uno specchio (piano o cilindrico) cui mettono capo i

condotti che comunicano colle estremità del cilindro e collo scarico. Ciascuno dei primi funziona alternatamente come mezzo per l'introduzione e lo scarico del vapore. Il movimento rettilineo alternato di questa piastra o cassetto è d'ordinario ottenuto dall'albero motore mediante eccentrico circolare; talvolta con altra disposizione cinematica; si ha così la forma più semplice di distribuzione, dovuta a Watt, la quale per sè sola è ***ad espansione costante.*** Tuttavia essa è resa facilmente atta a funzionare ***ad espansione variabile***, e con ***inversione di moto.***

La disposizione schematica di una distribuzione a cassetto semplice è data dalla fig. 524^1.

La fig. 524^2 presenta il dettaglio del cassetto R sullo specchio quando la mezzeria di esso coincide colla mezzeria del cilindro.

Nella fig. 524^1 $O\ O$ è l'albero motore, K la manovella, S la biella, D lo stelo dello stantuffo, D_1 l'eccentrico, F l'asta di esso e C lo stelo che comanda il moto della cassetta R sullo specchio H, al quale mettono

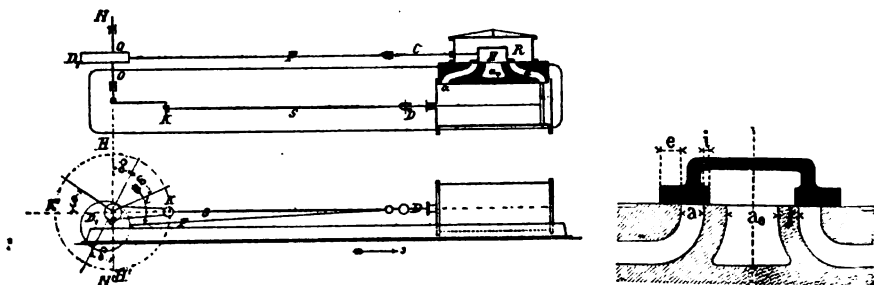



Fig. $524^{1 \cdot 2}$.

capo i condotti rettangolari a comunicanti colle due estremità del cilindro, ed il condotto centrale a_0 comunicante col tubo di scarico.

Con tale disposizione (o con altre equivalenti), il cassetto possiede, come lo stantuffo, un moto rettilineo alternato che provoca le successive fasi del vapore nella motrice a doppio effetto.

Dalla fig. 524^2 si deduce che il cassetto ricopre nella posizione media le due luci d'ammissione; la lunghezza e ha nome di *ricoprimento esterno,* la i di *ricoprimento interno.*

Dimensioni dei condotti di ammissione e di scarico. Le sezioni di passaggio del vapore sullo specchio del cassetto hanno forma rettangolare di lati a e b per l'ammissione, a_0 e b per lo scarico. L'ampiezza loro è data dall'esperienza. Usasi per la luce di ammissione la formula di Radinger, riposante sulla legge che il rapporto $^0/_0$ tra l'ampiezza delle luci di ammissione e la sezione utile dello stantuffo motore cresca in proporzione diretta alla velocità media v dello stantuffo, allo scopo di impedire abbassamento di pressione per la forte velocità che il vapore potrebbe assumere nel condotto.

$$^0/_0 = k\,v \quad k = {}^1/_{30} \quad {}^0/_0 = {}^1/_{30}\, v \qquad (1)$$

e cioè per

$v =$	1	1.20	1.5	2	3	4	5
$^0/_0 =$	$^1/_{30}$	$^1/_{25}$	$^1/_{20}$	$^1/_{15}$	$^1/_{10}$	$^1/_{7.5}$	$^1/_6$.

Potrà il rapporto $^{o}/_{o}$ essere diminuito se i condotti di ammissione sono brevi, e breve è la fase di ammissione.

Il rapporto $^{a}/_{b}$ varia fra 4 e 9 e può anche assumersi $= (b + 2\,D)$ mm., se D è il diametro dello stantuffo in metri. Noto così $a\,b = o$ e $^{a}/_{b} = 4 \sim 9$, si ponno trovare i valori di a e b; in ogni caso dovrà essere $b < D$.

La dimensione minima $a_0\,b$, ampiezza della luce di scarico, tiensi da $(1.4 \sim 1.5)\,a\,b$ — il suo massimo è fissato da un'altra condizione che si vedrà in appresso.

La grandezza o spessore che separa i condotti di introduzione dai condotti di scarico tiensi d'ordinario $j = (10 + 0.5\,a)$ mm.

Premessi quegli elementi determinisi la legge del *movimento relativo del cassetto e dello stantuffo.*

Se lo stantuffo è al punto morto, per esempio colla manovella in K, il cassetto deve essere spostato dalla posizione media verso sinistra perchè il condotto di ammissione sia libero di quanto occorre per dare vapore alla corsa che comincia, ed il vapore a sinistra dello stantuffo possa passare allo scarico. Occorre per ciò che l'eccentrico *sia calettato avanti alla manovella nel senso del movimento* di un angolo $90° + \delta$. L'angolo δ ha nome di *avanzamento o precessione angolare dell'eccentrico.*

Supposta l'asta dell'eccentrico di lunghezza infinita rispetto alla eccentricità ρ (da 30 a 50 volte), la posizione media del cassetto (fig. 524[2]) si ha quando l'eccentricità sta sulla linea $N N_1$ della fig. 524[1]. Perciò, quando la manovella motrice è al punto morto, il cassetto è spostato (a sinistra per la manovella in K, a destra per manovella in K') dalla sua posizione media di $\xi = \rho$ sen δ, ed allora la luce di ammissione è aperta di una quantità ρ sen $\delta - e = v$, mentre dalla parte opposta la luce di scarico è aperta di ρ sen $\delta - i = v_1$. I valori di v e v_1 (aperture delle luci di ammissione e scarico per stantuffo a fin di corsa) si chiamano *precessioni lineari all'ammissione ed allo scarico.*

In genere, per un angolo ω percorso dalla manovella dal punto morto, l'eccentricità si sposta dalla linea $N N_1$ di un angolo $\omega + \delta$; per modo che *gli spostamenti del cassetto dalla sua posizione media, per un angolo ω percorso dalla manovella del punto morto,* sono espressi da

$$\xi = \rho \operatorname{sen} (\delta + \omega). \tag{2}$$

Con questa relazione si determinano le posizioni del cassetto rispetto alla sua posizione media per date posizioni dello stantuffo. È noto infatti che se S è la corsa dello stantuffo, r il raggio della manovella, L la lunghezza della biella, e φ l'angolo acuto formato dalla biella colla direzione del moto, la corsa S_x compiuta per un angolo ω a partire dal punto morto si esprime, secondo che la biella si consideri finita od infinita, colle due relazioni

$$\left.\begin{array}{ll} 1.° \textit{ biella infinita} & S_x = r\,(1 - \cos \omega) = {}^{S}/_{2}\,(1 - \cos \omega) \\ 2.° \textit{ biella finita} & S_x = r\,(1 - \cos \omega) = L\,(1 - \cos \varphi) \end{array}\right\} \tag{3}$$

essendo poi sen $\varphi = {}^{r}/_{L}$ sen ω.

Dall'insieme delle relazioni (2) e (3) si ponno dedurre, per dati valori di ω, i valori di S_x (nei due casi) e di ξ, quindi procedere ad uno studio analitico della distribuzione.

La fig. 525 dà la posizione del cassetto rispetto alle luci in 10 punti interessanti di una corsa semplice di uno stantuffo (ω da 0 a 180°).

1.° $\omega = 0$ Manovella al punto morto di sinistra:

$$\xi = \varrho \operatorname{sen} \delta = e + v = i + v_1 .$$

Il canale di introduzione è aperto a sinistra di v, il canale di scarico di v_1.

2.° $\xi = a + e$ Luce di introduzione tutta aperta; la posizione della manovella è dedotta da

$$a + e = \varrho \operatorname{sen} (\delta + \omega),$$

assumendo per ω il valore minimo.

3.° $\xi = \varrho$ Massimo spostamento del cassetto verso destra: comincia il ritorno.

4.° $\xi = a + e$ Posizione del cassetto come a n.° 2; l'angolo ω è il massimo che risulta dalla $a + e = \varrho \operatorname{sen} (\delta + \omega)$.

5.° $\xi = + e$. Si chiude la luce di ammissione a sinistra, comincia la *espansione*. Il canale di scarico è aperto di $e - i$. La posizione della manovella deducesi dalla $e = \varrho \operatorname{sen} (\omega + \delta)$, che dà due valori per $\omega + \delta$, e cioè λ, e $180 - \lambda$; quest'ultimo è il cercato, donde cavasi ω. Lo spazio percorso dallo stantuffo è

$$S_r = {}^S/_2 \, [1 + \cos (\lambda + \delta)].$$

6.° $\xi = + i$. Si chiude lo scarico e comincia la *compressione*. L'angolo ω della manovella è dedotto da $i = r \operatorname{sen} (\omega + \delta)$. Si ricava per $\omega + \delta$ il valore λ_1 e $180 - \lambda_1$; quest'ultimo è adottato.

7.° $\xi = 0$, Il cassetto è venuto nella sua posizione media; da questo punto gli spostamenti del cassetto sono negativi;

$$- \omega = 180 - \delta.$$

Fig. 525.

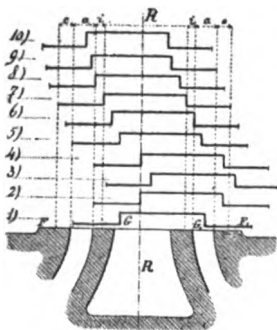
8.° $\xi = - i$. Comincia l'*anticipazione allo scarico*. Il valore di ω è dedotto da $- i = \varrho (\operatorname{sen} \omega + \delta)$, (vedi fase 6).

9.° $\xi = - e$. Anticipazione all'ammissione al condotto di destra (periodo di *controvapore*). Valore di ω da $- e = \varrho \operatorname{sen} (\delta + \omega)$ (vedi fase 5).

10.° $\omega = 180°$. Manovella al punto morto di destra: $\xi = - (e + v)$; il canale di ammissione a destra è aperto dalla precessione lineare v. Le stesse fasi ricominciano in seguito.

4. *Diagramma di Zeuner.* — Lo studio grafico di una distribuzione a cassetto semplice viene fatta ordinariamente col diagramma polare di Zeuner. La relazione (2), che dà gli spostamenti della mezzeria del cassetto dalla posizione media, è l'equazione in coordinate polari di due circoli tangenti, quando il punto di tangenza sia il polo.

L'equazione $\xi = \varrho \operatorname{sen} (\delta + \omega)$, può infatti scriversi

$$\xi = \varrho \operatorname{sen} \delta \cos \omega + \varrho \cos \delta \operatorname{sen} \omega$$

equazione polare di una circonferenza della forma $\xi = A \cos \omega + B \operatorname{sen} \omega$; le coordinate rettangolari del centro del circolo hanno i valori $A/_2$ e $B/_2$, cioè $\varrho/_2 \operatorname{sen} \delta$, e $\varrho/_2 \cos \delta$. Se si conducono due assi ortogonali oX, oY ed il circolo 1.10 a centro o, rappresentante lo spazio percorso dalla manovella in mezza corsa nel senso 1.2.3..., e si conduce il diametro $D_1 D_2$ facente colla oY l'angolo δ, e su questo, con diametro uguale a ϱ, i due circoli tangenti a centro O ed o', *i raggi vettori di questi circoli per le corrispondenti posizioni della manovella dànno lo spostamento del cassetto dalla posizione media, e cioè i valori di* ξ (fig. 526).

I due circoli sono rappresentati dalla equazione polare soprascritta poichè le coordinate ortogonali dei contri O ed o' sono $\varrho/_2 \operatorname{sen} \delta$ e $\varrho/_2 \cos \delta$;

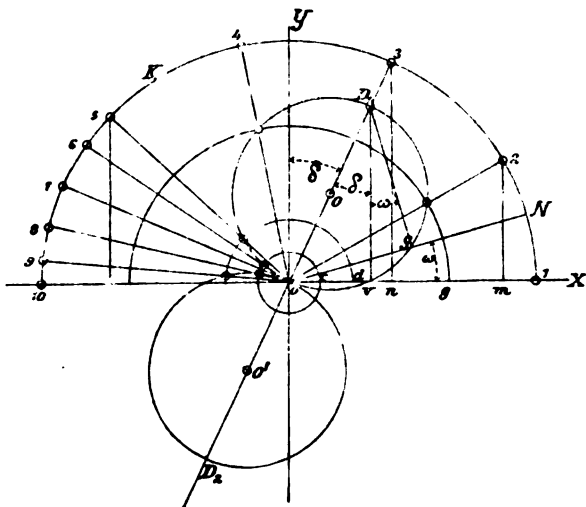



Fig. 526.

che i loro raggi vettori per ogni posizione di manovella diano i valori di ζ si verifica facilmente; fissata la manovella nella posizione ON (angolo ω dal punto morto) il raggio vettore OS è appunto uguale a

$$\xi = \varrho \operatorname{sen} (\delta + \omega)$$

come risulta dal considerare il triangolo OSD_1, dove l'angolo in D_1 è $= \delta + \omega$. Il circolo superiore dà i valori di ξ nella fase di andata, per moto della manovella nel senso indicato, l'inferiore dà i valori di ξ per la fase di ritorno continuando il moto della manovella nello stesso senso. Non deve confondersi la direzione OD_1 data all'eccentrico nel tracciamento grafico di Zeuner coll'angolo di calattetura dell'eccentrico, che, pel moto indicato, sarebbe simmetrico dello stesso angolo δ dalla parte opposta di oY.

Il tracciato grafico indica ancora di quanto *sieno per ogni posizione di manovella aperte le luci di ammissione e di scarico.* Per uno spostamento qualsiasi ξ del cassetto dalla posizione media (fig. 527) la luce di ammis-

sione è aperta di y in modo che $\xi = e + y$, cioè $y = \xi - e$, e la luce di scarico $\xi = i - y_1$ cioè $y_1 = \xi - i$.

Perciò, se nella fig. 526 si conducono i due circoli $o\,d$ ed $o\,c$, aventi rispettivamente il raggio e ed i, le differenze tra i raggi vettori dei circoli O ed O e di quelli $o\,d$ ed $o\,c$, dànno per ogni posizione della manovella le aperture delle luci di introduzione e di scarico. Le quali tuttavia non possono esser maggiori di a, onde il circolo $o\,g$ di raggio a delimiterà i due punti fra i quali ogni ulteriore movimento del cassetto, nello stesso senso non influisce sull'apertura dell'ammissione. Si verifica intanto che $e + a \leq \varrho$. Le 10 posizioni della manovella segnate nella figura 526 corrispondono alle 10 fasi segnate nella fig. 524. Quanto si è detto per la metà superiore del circolo di manovella vale per la metà inferiore col circolo $O' D_2$.

La fig. 528 non è che il complemento della fig. 526 ed è tracciata allo stesso modo. V posizione della manovella al principio dello scarico

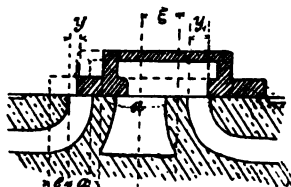



Fig. 527.

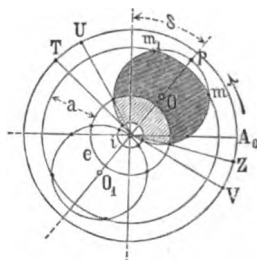



Fig. 528.

dietro lo stantuffo, Z posizione al principio dell'ammissione davanti allo stantuffo A_0 punto morto, U principio della espansione, T principio della compressione. Eguali fasi sul circolo O_1 nella corsa di ritorno. Fra i punti $m\,m_1$ la luce di ammissione è tutta aperta; la parte non tratteggiata sul diametro $O\,P$ rappresenta la quantità di cui il cassetto oltrepassa la luce; la parte a tratteggio più nero corrisponde all'intera fase di apertura della luce di ammissione; l'insieme delle due parti tratteggiate dà la fase d'apertura della luce servente allo scarico.

Se la biella ritiensi infinita, ed il circolo 1 . 2 ... 10 della manovella (fig. 526) è tracciato con diametro di 100 mm., le proiezioni sul diametre 1.10 dei punti successivi dànno, colle lunghezze 1 m ed 1 n, le corse compiute dallo stantuffo a partire dall'estremo di corsa.

La seconda delle formule (3) (segno — per il movimento del bottone verso il cilindro e + allontanandosene) ci dice, come è noto, che nel 1.° caso lo spostamento dello stantuffo è $<$ dello spostamento teorico a biella infinita, nel secondo $>$, e che per $\omega = 90°$ nel primo caso lo stantuffo non è ancora alla metà del suo cammino, nel secondo l'ha oltrepassata.

La rappresentazione degli spostamenti del cassetto e dell'apertura delle varie luci, in relazione *agli spostamenti reali dello stantuffo*, può ottenersi dal diagramma di Zeuner nel seguente modo:

Nella fig. 529 il circolo della manovella sia diviso di 20° in 20° gradi e siavi tracciato il diagramma Zeuner; in 0° e 180° si conducono gli archi di circolo *a a* e *b b* col centro nel punto di articolazione della biella alla testa a croce e con raggio eguale alla lunghezza della biella. Per un qualunque angolo percorso dalla manovella, per es., 60°, l'effettivo cammino dello stantuffo è S_x (cioè ON e non ON_1). Per l'angolo di 240° questo cammino sarebbe S_{x1}. Si ha così, per ogni posizione del bottone di manovella, lo spostamento reale dello stantuffo dall'estremo di corsa per biella finita, e quello ξ del cassetto della posizione media per asta di eccentrico infinita. Presi poi due assi ortogonali, uno AA su cui si portano gli spazi percorsi dallo stantuffo, l'altro in cui si portano valori di ξ per ogni reale valore di S_x, si ottiene una curva elittica, che, per maggiore evidenza viene divisa in due parti simmetriche, di cui la superiore si fa corrispondere alla luce di ammissione, l'inferiore alla luce di scarico. Se si conducono all'asse AA le parallele distanti e, i, ed a dal medesimo, si otterranno colle linee tratteggiate le variazioni successive nell'apertura della luce di ammissione (sopra) e della luce di scarico (sotto).

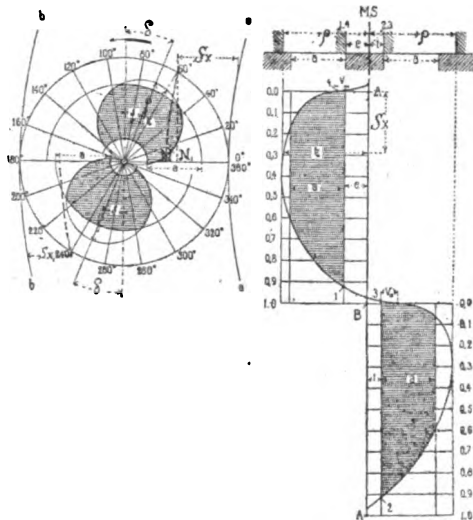



Fig. 529.

Non occorre fermarci ad esaminare in qual modo sieno anche qui poste in evidenza le principali fasi del vapore nei punti 1, 2, 3, 4. Il diagramma potrebbe essere svolto in modo da tener conto della lunghezza dell'asta di eccentrico, il che però sarebbe di pochissimo valore pratico.

L'esame del diagramma di Zeuner, ci permette di giudicare come il valor numerico dei vari elementi della distribuzione ne modifichi le fasi; notiamo solo che l'aumento di δ e di e aumenta la lunghezza della fase di espansione; in tal senso agisce pure, a parità di altre condizioni, la diminuzione di ϱ. I valori di δ ordinariamente variano tra 20° e 30°, ma, come vedremo in appresso pel caso di espansioni variabili, questi valori vengono a modificarsi. La distribuzione a cassetto con eccentrico fisso, si adopera per ammissione fisse da $0.75 \sim 0.85$ della corsa.

Diagramma a cardioide. Il diagramma di Zeuner si presta bene a rappresentare il moto del cassetto manovrato da eccentrico circolare (simmetrico intorno alla posizione media) come è il caso ordinario. Il diagramma può essere con facilità trasformato in un altro che ci dia per ogni posizione di manovella la corsa compiuta del cassetto a partire da una delle sue posizioni estreme (fig. 530). Questa nuova forma del diagramma

si usa per le distribuzioni con organi separati per l'ammissione alle due parti del cilindro, la cui corsa è utilizzata in un solo senso per la distribuzione, come nelle distribuzioni a scatto. Preso perciò il diagramma ordinario della figura precedente, se l'organo distributore è mosso da un eccentrico comune, si porta nel prolungamento dei raggi del circolo (O, od O_1) una lunghezza costante eguale al diametro ϱ di questi (semi-corsa del cassetto) ottenendo così la curva (cardioide) col vertice in P_1 i cui raggi vettori da O dànno gli spazi percorsi dal cassetto dall'estremo della sua corsa. Le aperture della luce di ammissione, gli avanzamenti lineari v, e le fasi, definite dalle stesse lettere che nella figura precedente, si determinano coll'area tratteggiata superiore delimitata dal circolo di raggio $\varrho + e$. Se l'eccentrico agisce sul cassetto coll'intermedio di leve, tale curva si modifica.

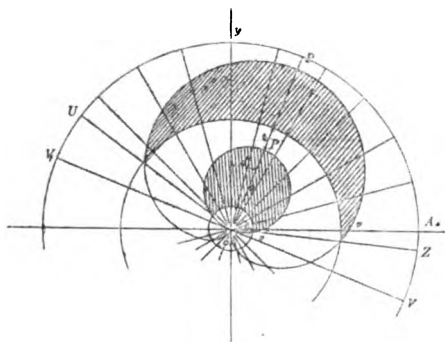



Fig. 530.

5. Tracciamento del cassetto semplice e relativi dati numerici. — Si calcolano dapprima le dimensioni sullo specchio del cassetto come a n.° 3. Il valore di a_0 si farà non minore $1.4\,a \sim 1.5\,a$ come già si è detto, ma non dovrà essere minore di $\varrho + a + i - j$; il che significa che, pel massimo spostamento del cassetto da un lato ($= \varrho$), lo spigolo interno del medesimo, che è venuto a ricoprire la luce di scarico a_0, lascia ancor aperta una luce $= a$, condizione necessaria perchè non si verifichi strozzamento di vapore.

Si fissano poi il grado di anticipazione allo scarico in frazione di corsa dello stantuffo, e la precessione lineare all'ammissione v, cioè la quantità di cui la luce di ammissione è aperta. Questi due elementi influiscono sulla regolarità del moto per l'inerzia delle masse nel punto prossimo al cambiamento di senso, l'una (anticipazione allo scarico) sopprimendo l'efficacia della forza motrice, l'altra (precessione all'ammissione) presentando allo stantuffo nell'ultimo tratto di corsa una reazione conveniente. Queste due quantità dovranno essere tanto maggiori quanto maggiore è la velocità dello stantuffo e tanto minori quanto maggiore è la lunghezza della fase di espansione Il prof. Colombo assume: 1.° la *precessione allo scarico* con

$$\frac{4\,V - 2}{100} S \sim \frac{2\,V - 1}{100} S$$

secondo che la fase di espansione sia più o meno lunga. 2.° l'*apertura della luce di ammissione al punto morto* (precessione lineare all'ammissione) $= 0.04\,V a$ in media $^{a}/_{9}$.

Il raggio dell'eccentrico deve essere almeno di $e + a$, e ordinariamente maggiore; si assume talvolta $\varrho = e + a$ limite minimo, ma più ge-

neralmente $\rho = e + a + w$ facendo $w = 0.15\, a \sim 0.25\, a$. Si fissa il ricoprimento interno $i = {}^1/_{20}\, \rho$.

Premessi questi dati portasi (fig. 531) $\omega A = 50$ mm. rappresentante il raggio della manovella (semicorsa). Ogni frazione della corsa è data sulla ωA in frazione centesimale. Tracciasi $A C$ circolo della manovella. Portasi $A B$ uguale alla anticipazione allo scarico, e si determina il punto C della periferia in cui questa anticipazione ha luogo. Sulla $C \omega$ portasi una lunghezza arbitraria $O D$ e da D la perpendicolare ad ωC, prendendo su questa $D E = 20 \, . \, \omega D$. Calasi $E F$ perpendicolare su ωA, e sulla ωE si porti $E H = \omega F$. Sulla ωE trovasi il centro del circolo polare Zeuner. Portisi $\omega G = {}^1/_2 (a - v + w)$. Si conduca $G M$ parallelo $F H$ indi $M O$ perpendicolare ωA. Centro in O raggio $O \omega$ traccisi il circolo $\omega L P$ circolo della distribuzione. Si prenda $L T =$ precessione lineare v e si descriva il circolo di raggio ωT che incontra l'altro in U ed S. Si ha allora

Fig. 531.

$$\rho = \omega P \quad e = \omega T; \quad i = {}^1/_{20}\, \rho$$

e si ha l'angolo δ di precessione angolare; per cui l'eccentrico viene calettato a $90° + \delta$ in avanti della manovella.

Basterà dimostrare che $\omega O = \rho$. Dai triangoli $F H E$ ed $M G O$, $\omega M G$ ed $\omega G F$ per essere $E H = \omega F$ sarà $O G = \omega M$. Ora

$$O \omega = \omega G + G O = {}^1/_2 (a - v + w) + \omega M:$$

ma

$$\omega M = {}^1/_2\, O L = {}^1/_2 (e + v)$$

quindi

$$O \omega = {}^1/_2 (a - v + w + e + v) = {}^1/_2 (a + e + w) = {}^1/_2\, \rho. \qquad (4)$$

Il tracciamento della distribuzione è così completo. Del resto potrebbe procedersi senza ricorso a metodo grafico. Determinati i valori di v, w, e (fra ${}^a/_4 \sim {}^1/_2\, a$), ρ, i come sopra, il valore di δ può essere desunto dalla sen $\delta = \dfrac{e + v}{\rho}$.

6. Disposizioni diverse di manovra del cassetto. — Tre disposizioni, oltre quella della fig. 524[1], sono talvolta in uso, come nella nella fig. 532.

1.° Lo specchio del cassetto è inclinato di α sull'asse dello stantuffo. La direzione dell'eccentricità $O D_1$ precede la manovella $O K$ nel senso del moto di $90 + \delta - \alpha$.

2.° Lo specchio del cassetto trovasi sopra al cilindro e la manovra è fatta dall'asta dell'eccentrico $D_1 Q$ colla leva $H C Q$ fulcrata in C. L'eccentrico è così disposto da precedere la manovella $O K$ di $90° - \delta$. Se ρ l'eccentricità necessaria allo spostamento ($\rho = a + e + w$), sarà il raggio dell'eccentrico $\rho_1 = \rho\, {}^{CQ}/_{CH}$. Il diagramma della distribuzione verrà tracciato col raggio ρ.

3.° (Macchine a bilanciere.) Se come nella figura la manovella è al punto morto, il cassetto deve essere salito di $e + v$ dalla posizione media; occorre perciò che la leva regolare $a\,c\,b$, mentre la manovella si

Fig. 532

muove nel senso 1, possa esercitare spinta nel senso 2. L'eccentrico sarà quindi calettato a 180° $- \delta$ dietro la manovella.

7. Altro metodo di tracciamento del cassetto semplice (fig. 533). — Dal punto O come centro si descriva una circonferenza $DEFI$ e conducansi i due diametri DE ed EI; si consideri che DF sia la corsa dello stantuffo ed EI quella del cassetto in scala diversa, e che la corsa diretta abbia luogo nel senso D verso F. Indichisi con Q il punto della corsa retrograda ove deve cominciare l'ammissione; se non vi è precessione, Q coincide con D; sia R il punto in cui comincia l'espansione; e T il punto della corsa retrograda ove comincierà la compressione.

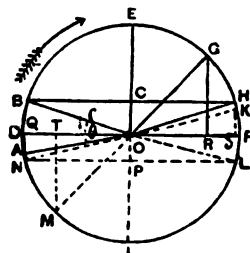



Fig. 533.

1.° *Determinisi l'angolo di precessione ed il ricoprimento esterno.* Tirinsi QA ed RG perpendicolare a DF. Determininsi gli archi FB ed FH eguale ciascuno alla metà dell'arco AGi. Congiungasi le due estremità degli archi così determinati: BH è parallelo a DF. Sarà l'angolo di precessione

$$= AOB = GOH,$$

e il ricoprimento del cassetto, rispetto alla semicorsa del cassetto, che è OE, e dato da $\frac{OC}{OE}$.

2.° *Determininsi il ricoprimento interno e la precessione allo scarico.* Tirisi TM normale a DF che taglia la periferia in M, poi prendasi l'arco $MN = AB$. Tirisi NL parallelo a DF, che taglia OI in P, si ha allora che il *ricoprimento interno* rispetto alla corsa del cassetto OE è $\frac{OP}{OE}$; poi da L si prende l'arco $LK = AB$; e di K si tira KS normale a DF; S sarà il punto in cui comincia lo scarico durante la corsa diretta, cioè il punto in cui ha luogo la precessione allo scarico.

Per tenere conto dell'*obliquità della biella* si determina dapprima col metodo detto l'angolo di precessione. Si farà un tracciato in grande scala che dia le posizioni equidistanti della manovella. Conosciuta la precessione si potranno tracciare le posizioni corrispondenti del raggio di eccentricità. Si conducano le linee normali all'asse delle aste dello stantuffo e del cassetto, riportandovi le posizioni corrispondenti a quelle della manovella e dell' eccentrico, dello stantuffo e del cassetto. Ordinariamente il numero delle posizioni per cui si opera varia da 20 a 24. Allora, nella stessa scala, si traccia il diagramma seguente (fig. 534). Tiensi le linee assiali DF ed EI che si tagliano in O. Facciasi $OD = OF$, semicorsa dello stantuffo ed $OE = OI$ semicorsa del cassetto. Su DF si segnano i punti corrispondenti alle posizioni del cassetto rilevate sul diagramma e conducansi per questi punti delle ordinate parallele ad FI, TM, ecc.... che rappresenteranno le distanze corrispondenti cui il cassetto si troverà dalla sua posizione media. Unendo con linea continua le estremità di queste ordinate si otterrà una curva elittica $MAGK$. La parte superiore di questa curva corrisponde alla curva diretta, l'inferiore alla curva retrograda. Segninsi poi i punti R ove finisce l'introduzione, ed il punto T ove comincia la compressione; tiransi le ordinate RG, TM normali a DF che tagliano la curva in G, M.

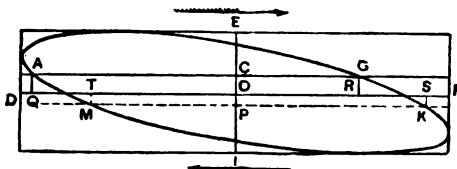



Fig. 534.

Allora il *ricoprimento esterno* è RRG, e *l'interno* TM. Conducasi GA ed MK parallele a DF che tagliano le curve in A e K; da questi punti si abbassino su DF le perpendicolari AQ, KS. Allora Q corrisponderà al principio dell'ammissione, ed S al principio della precessione allo scarico.

8. Diagramma Auschincloss. — Merita di essere citato il diagramma Auschincloss, usabile per eccentrici di raggio qualsiasi.

Traccisi con centro C un circolo EFD di raggio ϱ (eccentricità) prendendo il massimo valore di ϱ (fig. 535). Conducasi CF perpendicolare ED. Si prolunghi CF fino ad un punto qualsiasi A; uniscansi AD, e si divida CA in un numero di parti eguali, conducendo per essi delle parallele a CD; tali lunghezze rappresentano in ragione diretta della loro distanza, da ED corse minori del cassetto, la cui corsa supponiamo per ora data dalla $\varrho = a + e$; dividasi l'arco FD in gradi 15° 30° 45°... si proiettino questi punti su CD, e si uniscano i punti proiettati col vertice A Le distanze intercette sulla CD, come ad esempio Cl dànno i valori di e, e così lo stesso $c_2 l_2$, $c_3 l_3$ per eccentrici di minor raggio; il resto Dl il valore di a, ammesso per ora che non esista precessione all'ammissione, essendo il ricoprimento esterno eguale (ove sia $v = 0$ cioè nulla la precessione lineare all'ammissione), alla distanza fra C e la proiezione del

bottone dell'eccentrico su CD. In queste condizioni, e sul dato che *la precessione angolare dell'eccentrico* (δ) *è uguale al semi-supplemento dell'angolo descritto dalla manovella, al punto in cui comincia la fase di espansione,* si segnano in corrispondenza alle proiezioni dei punti 0°. 15°. 30°... su DE, gli angoli percorsi dalla manovella fino al principio della fase di espansione e della fase di compressione.

Fissata poi la luce a di ammissione, portisi il valore di a, *al vero,* sull'orlo della striscia di carta NN in AB. Dato il grado di espansione in frazione di corsa, vi corrisponderà un certo angolo della manovella ω che si può facilmente determinare, anche tenendo conto della obliquità della biella; sarà allora $\delta = {}^1/_2\,(180° - \omega)$. Collocata la striscia di carta sul diagramma in modo che A coincida con D (90°), la si sposta parallelemente a $D\,C$ finchè il punto B venga a cadere sulla linea dell'angolo ${}^1/_2\,(180° - \omega)$ conservando il punto A sulla AD. Dove l'orlo della carta incontra CA segnasi O; in BO si avrà il valore di e, mentre la somma $AB + BO$ darà l'eccentricità; la stessa figura dà insieme, corrispondentemente, sulla linea degli angoli di compressione il punto della manovella in cui questa comincia.

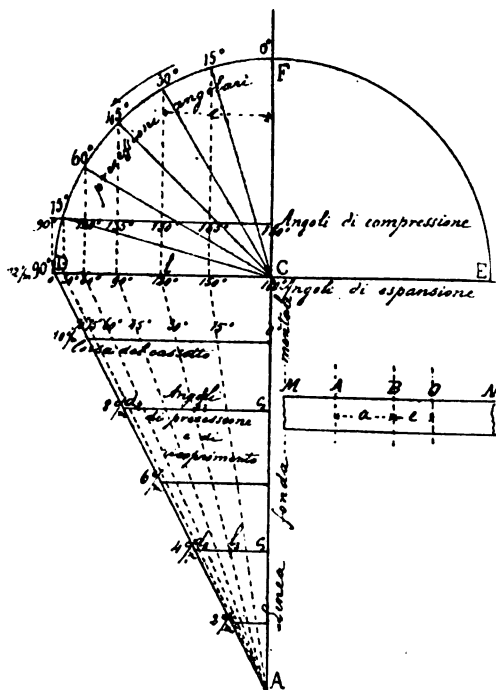



Fig. 535.

Il diagramma può estendersi ad eccentrici di raggio qualsiasi. Esista ora una precessione lineare alla ammissione v, cui corrisponde, per la manovella un angolo $v°$ che si può chiamare *precessione angolare all'ammissione;* per essa si modifica il valore di δ e dell'angolo che corrisponde al ricoprimento e sopra determinato, cioè $e°$; si avrà il valore vero di δ facendo $\delta + \dfrac{v°}{2}$, ed il vero valore di e dedotto da $e° - \dfrac{v°}{2}$.

Il tracciato suppone che non esista ricoprimento interno. Ma è facile tenere conto; esso cioè, a pari corsa di eccentrico, aumenta le fasi espansione e compressione di angoli eguali.

9. Tracciamento sinussoidale. — Oltre i tracciamenti ora indicati si ha quello detto sinussoidale, il quale è costituito essenzialmente come si vede in appresso (nel confronto fra i vari sistemi di traccia-

mento) di curve sinussoidali continue che rappresentano il movimento dei vari punti del cassetto, supponendo che questi vari punti sieno mossi normalmente alla direzione dello stantuffo.

L'efficacia di questo tracciamento potrà essere meglio constatata confrontandolo colle altre due forme di tracciato dalla distribuzione, il che permette di fissare le idee sulle loro principali caratteristiche e sul loro merito relativo.

La fig. 536[1·2·3] rappresenta in (*A*) il tracciamento Zeuner il (*B*) il tracciamento colla curva elittica, o in (*A*) il tracciato sinussoidale.

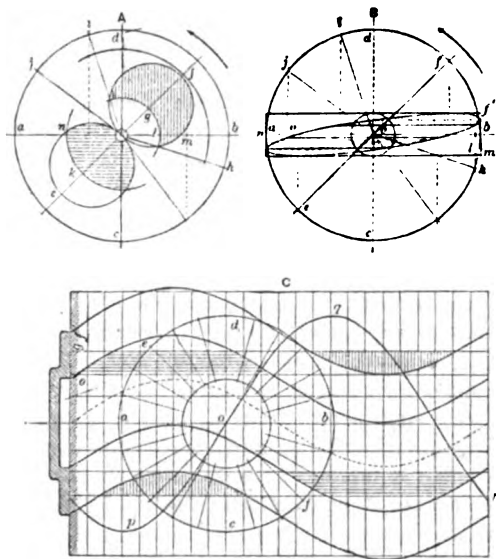



Fig. 536[1·2·3].

In questi diversi tracciamenti, relativi a fasi simili e a dati fondamentali identici, *a b* rappresenta la corsa dello stantuffo, *c o d* la linea verticale occupata dalla manovella a mezza corsa, *of* corrisponde alla corsa massima dell'eccentrico nell'ipotesi che la manovella si trovi nella posizione *a b* quando il cassetto è nella posizione estrema. *Oe* e il raggio di eccentricità, ed *o a* quello della manovella; *g f* ed *e k* rappresentano rispettivamente il ricoprimento esterno e l'interno. L'ammissione comincia nel momento in cui la manovella è in *o h*; cessa quando quest'ultima è in *ol*, e lo scarico ha luogo in *o j*. La precessione all'ammissione è misurata da *l m*, quella allo scarico di *n o*.

Nel tracciato (*C*) *p q r* rappresenta la sinussoide tracciata dello stantuffo su una tavoletta che sia animata da un moto uniforme in una direzione normale all'asse del cilindro. Le altre sinussoidi rappresentano i movimenti delle diverse parti del cassetto ai quali corrispondono, durante il moto percorso dello stantuffo. Le parti tratteggiate rappresentano le aperture delle luci.

Il numero delle divisioni è lo stesso sul tracciato circolare e rettilineo, ciò che permette di confrontarli e di seguire il moto rispettivo dello stantuffo e della manovella, anche in rapporto ai diagrammi (*A*) (*B*).

Notiamo che lo studio attento dei tracciati grafici permette di riconoscere che essi sono applicabili a tutti i sistemi di distribuzione comandati con eccentrici.

10. Registrazioni delle distribuzioni. — Per registrare una distribuzione si colloca dapprima la manovella al punto morto, si serrano le diverse articolazioni di maniera che nessun gioco intervenga ad alterare i risultati; si traccia con un punteruolo, sulla testa a croce e sulle guide, una linea di riferimento che permetta di ricollocare gli organi nella stessa posizione relativa, la manovella essendo a 35° o 40° circa al di sopra o al di sotto del punto morto. Si nota l'arco descritto dalla manovella durante uno spostamento della testa a croce che corrisponde ad una nuova coincidenza dei punti di riferimento.

Si segna sul volano un punto che sia precisamente nel piano della bisettrice dell'angolo di cui la manovella avrà girato. Quando tal punto, segnato sul volano, coinciderà col punto di riferimento tracciato stabilmente sulla base, lo stantuffo si troverà al punto morto.

Una volta che la manovella è al punto morto si caletta l'eccentrico nella posizione che esso deve occupare e si fissa il cassetto sull'asta regolando la lunghezza di tal maniera che si abbia il grado di precessione domandato. Si fa poi girare la macchina di 180° e si misura l'avanzamento al punto morto opposto, e, se non si trova il valore desiderato, si riaggiusta il cassetto sulla propria asta fino a che si ottiene un avanzamento eguale sui due lati dello stantuffo, e si modifica la calettatura dell'eccentrico fino a che si ottenga l'avanzamento proposto.

11. Varie forme di cassetti semplici. — I diversi tipi di cassetto, che differenziano dal semplice, ebbero lo scopo o di scemare gli spazi

Fig. 537[1.2].

nocivi o di frazionare la luce di ammissione per far uso d'un eccentrico di minor raggio, di aumentare l'espansione o di scemare le resistenze d'attrito. Passiamo in rivista i tipi principali.

Il *cassetto delle fig.* 537[1.2], *coi condotti riportati agli estremi del cilindro,* diminuisce gli spazi nocivi. Il primo è usata per macchine di grande corsa. Il cassetto è diviso; i condotti a_0 comunicano collo scarico *c*. Le lunghezze 1.3 e 2.4 sono eguali ad $e + a + i$; si fa $a_0 =$ almeno ad *a*. Nella seconda figura si ha il *cassetto a canale* con condotto di scarico a_0 laterale. Il vapore di scarico proveniente dall'apertura *a* a sinistra si scarica in a_0, per la parte cava *A* del cassetto.

Cassetto Allen-Trick (fig. 538). Mediante il canale internamente praticato nel cassetto, e servente all'ammissione, si riconosce dalla figura che se esso si sposta a sinistra di $e + n$, la luce apresi di $2\,n$. La punteggiata

dà la posizione del cassetto alla estremità della corsa. A pari cammino del cassetto con un eccentrico ordinario si avrà aperto un orificio doppio, e per una apertura data $2n$ il ricoprimento e la corsa dell'eccentrico saranno ridotti a metà. Si ha $\rho = e + n$ ed $a = 2n +$ lo spessore esterno del cassetto. Lo scarico ha luogo come nei cassetti comuni; l'angolo δ non muta.

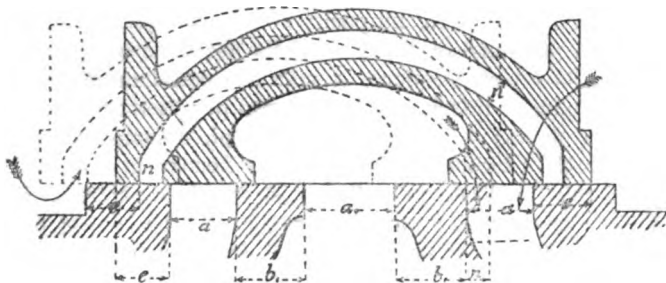



Fig. 538.

Si possono con tale cassetto avere fasi di introduzione minori di $^5/_8$ della corsa (fino a $^4/_{16}$, limite minimo colle disposizioni ordinarie senza corse esagerate). È questo un cassetto usato per macchine veloci; esso dà grande sezione di passaggio con deboli ammissioni.

Si riduce il raggio dell'eccentrico anche frazionando la larghezza a della luce di ammissione. Ordinariamente, come vedesi nelle fig. 539[1, 2],

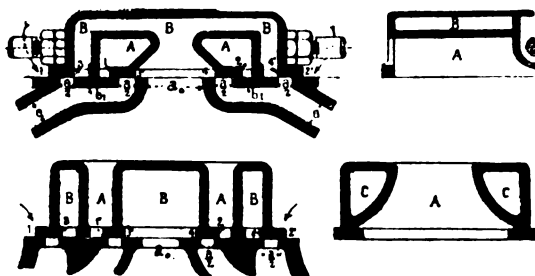



Fig. 539[1, 2].

rappresentanti i cassetti *Penn* e *Borsig*, le aperture sono due, ciascuna dell'ampiezza $^a/_2$. I condotti AA ricevono il vapore d'arrivo, i condotti BB sono in comunicazione col tubo centrale di scarico. La lunghezza

$$13 = 1'2' = 14 = 2'4' = e + {}^a/_2 + i.$$

Il raggio dell'eccentrico, rispetto a quello d'un cassetto comune, è diminuito di $^a/_2$.

Ingegnoso è il cassetto a trascinamento *Ehrhardt* e *Sehmer* (fig. 540). È noto che, aumentando δ, si aumenta il grado di espansione, ma ancora. a pari ricoprimento i, la precessione allo scarico e la compressione, che cresce ulteriormente col crescere di i. Lo stesso dicasi sebbene in minor

grado del cassetto Trik. Ehrhardt ha costruito un cassetto in due parti, che evita tali inconvenienti, pur concedendo l'uso di grandi espansioni. La parte esterna del cassetto B, indipendente dalla interna A, è manovrata dall'eccentrico. Nel suo moto B urta contro A, che così partecipa ad intervalli al movimento di B: mentre B determina l'introduzione con doppio passaggio come nel cassetto Trik, A produce lo scarico; e è il ricoprimento esterno, i l'interno. Le posizioni 1.4 corrispondono al fondo di corsa, la 2 alla posizione media di B; dalla posizione 2, B percorre ancora uno spazio b per ricondurre A sulla sua posizione media 3. Il diagramma di Zeuner si traccia per tal cassetto per l'introduzione di circa $^3/_{10}$ come alla figura; δ, per brevi ammissioni, assume valore elevato. Il circolo di ragio e incontra i due circoli di Zeuner in due punti corrispondenti ai raggi indicati sulla figura; si traccia a centro O il circolo di raggio b, e concentrici i circoli di raggio $b+i$ e $b-i$; alla manovella Oy corrisponde la posizione 2 media del cassetto; da questo punto

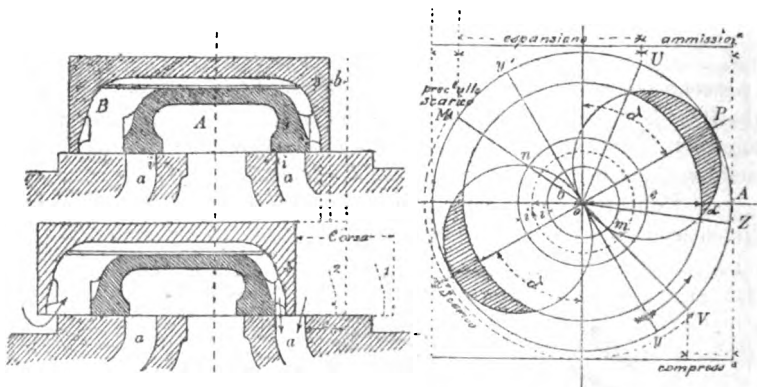



Fig. 540.

la piastra A chiuderà l'orificio di destra dopo un percorso $b-i$, cioè in m; sul raggio OmV comincia perciò la compressione. Lo scarico comincierà sulla OnM, poichè, ritornato il cassetto alla posizione media, l'orificio s'aprirà allo scarico dopo un cammino $\xi = b + i$.

Di particolare importanza sono i *cassetti equilibrati*, intesi allo scopo di equilibrare la pressione che il vapore esercita sul cassetto contro lo specchio, diminuendo così le resistenze al moto, specie per le macchine potenti o veloci o ad inversione di moto.

I vari sistemi, riposanti sul principio di equilibrare la spinta del vapore tra il cassetto e lo specchio, compensandola con una spinta eguale in senso contrario, urtano contro la difficoltà di avere guarnizioni metalliche efficaci, senza rendere troppo duro il movimento.

Le fig. $541^{1,2}$, e $542^{1,2,3}$ dimostrano in qual modo l'equilibrio siasi ottenuto nei cassetti comuni. Colla fig. 541^{1} il cassetto scorre in una guida di ghisa, che appoggia sovr'esso, dal disopra e dalle due parti; una molla S impedisce il retrocedere della guida; colla fig. 542^{2} (tipo Dawes) sul dorso del cassetto è fissato un piatto a rettangolo; il piatto c scorre a dolce sfregamento sulla parete di a ed appoggia contro la parete

superiore di chiusura del cassetto; l' apertura *e* accusa l' eventuale presenza di fughe di vapore. Colla fig. 242^1, la parete superiore di un cassetto a doppia apertura è provvista di una scanalatura circolare dentro la quale è una molla *R*, che appoggia contro la parete superiore della cassetta; se *r* è il raggio esterno di questo anello, dell'area totale del cassetto è equilibrata nella parte πr^2. Nella fig. 542^2 (disposizione *Lindner*),

Fig. $541^{1 \cdot 2}$.

il cassetto è chiuso superiormente da uno s antuffo *k* premuto in alto dalla molla *f*, guidato nel movimento da *p*, a superficie inferiore cilindrica. La

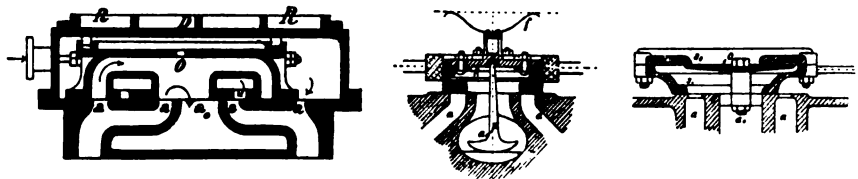



Fig. $542^{1 \cdot 2 \cdot 3}$.

fig. 542^3 riposa sul principio delle valvole a doppia sede, ed è dovuta a Schaltenbrand; il cassetto è composto di due parti S_1 S_2 riunite da vite scorrenti sul fondo della cassetta e sulla piastra a molla *o*. Nella fig. 543 (tipo Wisner) lo specchio ed il cassetto sono doppi, e si può aprire alla ammissione ed allo scarico un passaggio doppio di quello che produce il cassetto semplice di egual corsa.

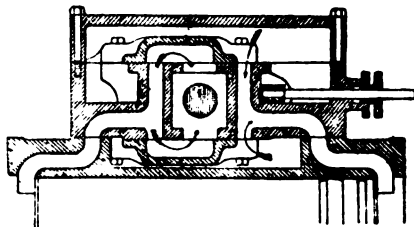



Fig. 543.

Il cassetto piano equilibrato *Ide* (fig. $544^{1 \cdot 2}$) è impiegato nelle

macchine americane di questo costruttore. È costituito di un telaio leggero formato di quattro sbarrette d^1 d^2 d^3 d^4 rinforzato da un tubo centrale D^2 pel quale passa l'asta di manovra. La piastra d'equilibrio *E*, contenente il canale Allen-Trik, abbraccia il cassetto sui fianchi; essa porta gli incavi e^3 e^4 di fronte alla linea di ammissione *c c'*, che assicurano l'equilibrio del cassetto. La molla E^2 permette alle piastre di equilibrio di cedere ai colpi d'acqua. Il peso del cassetto è talvolta sostenuto da due piccoli rulli che hanno per diametro lo spessore di *e*.

La fig. 544^1 dà il cassetto al principio dell'ammissione a destra. La fig. 544^2 rappresenta il cassetto Ide con entrata di vapore semplice.

Più interessanti sono, per l'uso loro nelle macchine veloci, i cassetti a stantuffo, o cilindrici, equilibrati, come appresso.

Nei distributori cilindrici, come il cassetto, anche lo specchio è cilindrico, ed il canale di ammissione forma una scanalatura anulare all'intorno dello stantuffo. Le guarnizioni di questi stantuffi debbono esercitare una tenuta sicura. I distributori a due stantuffi riescono equilibrati perchè

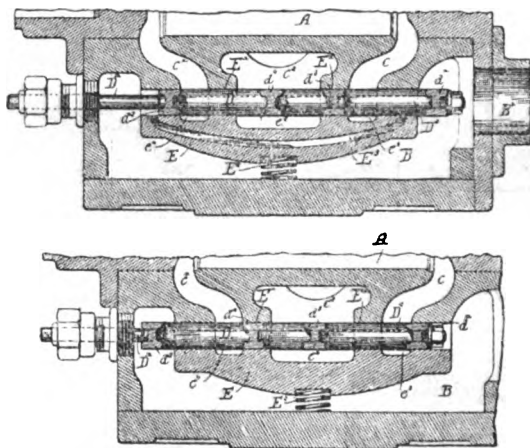



Fig 544[1, 2].

le pressioni del vapore di arrivo e di scarico agiscono ciascuna sulle due faccie dei due stantuffi in senso opposto e perchè il vapore non agisce mai per premere lo stantuffo sullo specchio.

Nel cassetto *Hoadley* (fig. 545) il vapore, per una biforcazione del tubo di presa, viene immesso in B ed in B_1. Lo scarico si effettua dalla

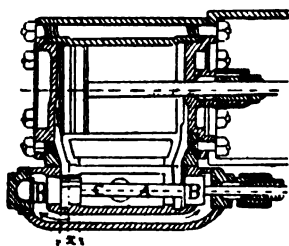



Fig. 545.

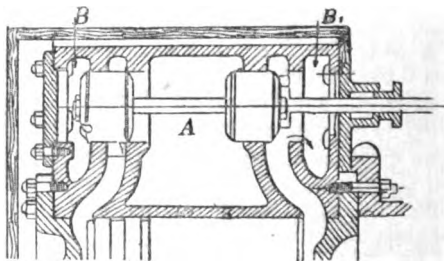



Fig. 546.

camera centrale A. La larghezza degli stantuffi è $x = a + e + i$. Con valori opportuni di i, e e ϱ, l'espansione può cominciare a $^{5}/_{8}$ della corsa. Gli stantuffi sono formati con due anelli di guarnizione premuti dall'interno con un anello elastico; il mozzo c, folle sullo stelo, mantiene fra gli stantuffi la distanza necessaria.

La disposizione *Garnier*, fig. 546, è analoga; all'inverso della precedente però, le parti B e B' comunicanti fra loro sono unite allo scarico, la parte A è unita all'ammissione; ne viene che, nella posizione media del cassetto, i ricoprimenti esterni ed interni hanno posizione invertita.

La disposizione *Armington*, fig. 547[1], dà un cassetto a cilindro, agente sul principio del cassetto Trik. Ciascuno del due piccoli stantuffi che compongono il cassetto porta un orificio anulare, e questi due orifici comunicano fra loro, per l'asta cava che riunisce gli stantuffi. Nella posizione della figura, il cassetto spostandosi a sinistra di 1 mm. aprirà in realtà

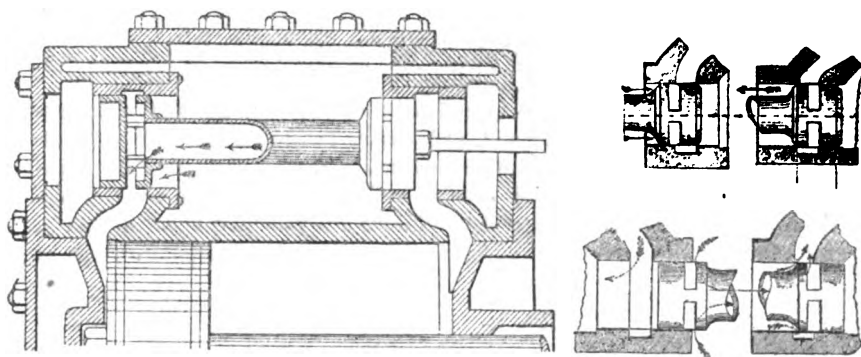



Fig. 547[1·2].

due sezioni anulari di 1 mm di altezza ciascuna. I dettagli della fig. 547[2] indicano varie posizioni del cassetto distributore, e non richieggono spiegazioni.

12. Distribuzioni a cassetto semplice, ad espansione variabile, ad inversione di moto, con eccentrico spostabile. — In una distribuzione a cassetto ben calcolata, con eccentrico calettato in una posizione fissa rispetto alla manovella, l'espansione è determinata (e salvo casi speciali ha un valore limitato), come pure il senso di moto della macchina.

È noto quanto sia importante, il modificare, col lavoro richiesto, la ampiezza della fase di espansione, specie sotto l'azione del regolatore. Malgrado l'uso generalizzato, nelle piccole motrici ad espansione fissa con cassetto semplice, di ridurre il lavoro motore col far comandare dal regolatore una valvola a farfalla nel tubo d'arrivo, riducendo la pressione del vapore, e la discussione fatta per giustificare il sistema sotto il titolo di una maggior secchezza del vapore ammesso, oggi la teoria e l'esperienza si accordano nel ritenere solo metodo razionale, per ottenere le variazioni di lavoro motore, il variare l'ampiezza dell'espansione mantenendo inalterata la pressione iniziale del vapore.

Limitandoci per ora ad esaminare il problema dell'espansione variabile col cassetto semplice, si può riconoscere dal diagramma Zeuner che, col modificare i valori di ϱ, e, a e di δ, è possibile ottenere fasi di ammissione di lunghezze diverse.

Per modificare δ basta far ruotare l'eccentrico, e questa manovra si è fatta da tempo a mano, con disposizioni usabili solo nel periodo di arresto d'una motrice; con esse, riportando l'eccentrico a una calettatura di $90° + \delta$ dietro la manovella, si rovesciava il moto della macchina. La tendenza alla costruzione delle motrici veloci, richiedenti distribuzioni

semplici ed espansioni variabili, ha risoluto il problema, già tentato da Dood nel 1840, di assoggettare l'ampiezza della fase di ammissione, *con cassetto semplice e con un solo eccentrico*, al comando di regolatori centrifughi. Tale soluzione, che è tra le più caratteristiche novità nella costruzione delle macchine a vapore, riconduce la distribuzione a quelle forme semplici, da cui la distribuzione a quattro organi (vedi avanti) le aveva allontanate.

Esse ottengono l'espansione variabile col *variare l'eccentricità e la calettatura dell'eccentrico*: e si chiamano AD ECCENTRICO SPOSTABILE.

Prendasi in esame la disposizione semplice della fig. 548¹. L'eccentrico c, folle sull'albero motore O, può essere fissato ad un disco D calettato all'albero stesso, facendolo ruotare nei momenti di arresto della motrice e fissandolo in posizioni diverse colla vite d passante nella scanalatura traverso D; si potrà così modificare l'angolo δ e l'eccentricità ρ: alla posizione 1, per manovella nella direzione A, corrisponde moto di

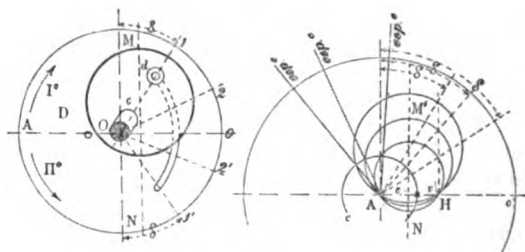



Fig. 548¹·².

questa nel senso I; per la posizione 1' corrisponde moto nel senso II; per posizioni intermedie si varia il grado di ammissione; alla linea $O\,o$, calettatura di 180° ($\delta = 90°$) avanti la manovella, si ha il *punto morto della distribuzione.* L'inversione di moto caratterizza del resto macchine destinate a servizi speciali. Nel caso ordinario, lo spostamento dell'eccentrico può essere limitato alla linea $A\,o$. Nel tracciarlo, la condizione pratica sufficiente è che non sia variata la precessione lineare all'ammissione v, come non è variato il ricoprimento esterno; essa è giustificata dal fatto che, se la velocità della motrice è costante qualunque sia l'espansione, quindi la forza viva degli organi in moto, dovrà pure essere costante la precessione lineare. Per ciò, occorre che il centro c dell'eccentrico si muova sulla retta $M\,N$ perpendicolare ad $A\,O$. Ciò riesce evidente col tracciato del diagramma Zeuner (fig. 548²), da cui deducesi che, al moto del centro sulla $M'\,N$, corrisponde uno spostamento della mezzeria del cassetto per la manovella in $A\,o$ di $e + v$, quantità che si mantiene costante. Il diagramma indica come, col crescere dell'espansione, si aumenti la fase di compressione; che, se non esiste ricoprimento interno, comincia per una posizione di manovella normale nel diagramma al diametro del circolo della distribuzione. Si riconosce anche che, per $\delta = 90°$, la luce di introduzione non si apre oltre v, e si rinchiude tosto. Nella fig. 548¹, perchè c si sposti in linea retta su $M\,N$, la linea media della scanalatura si otterrà prendendo, sui raggi successivi a partire da $M\,N$, delle lunghezze

eguali a dc. Queste espansioni variabili dànno grandi compressioni: il che in certo grado è un beneficio.

Negli eccentrici spostabili si dà d'ordinario al centro dell'eccentrico moto su arco di circolo, variando così alquanto (diminuendolo) il valore di v. In tal caso, se si vuole che al punto morto della distribuzione non sia aperta la luce di ammissione, sarà necessario che ivi sia nulla la precessione lineare corrispondente.

A giudicare con dati numerici della successione delle varie fasi, per eccentrico di data corsa e dati valori di e, v, δ, a, servano i numeri qui raccolti.

Posizione dell'eccentrico δ	Corsa di esso 2ϱ	e	v	Massimo di a	In frazione di corsa. Espansione	Princ.° compres.° ($i = 0$)
33.5°	12 c/m	2.4 c/m	0.9 c/m	3.6 c/m	0.77	0.92
44°	9.6	2.4	0.9	2.4	0.64	0.86
66°	7.2	2.4	0.9	1.2	0.34	0.7
90° (punto morto)	6.6	2.4	0.9	0.9	0.14	0.5.

Esaminiamo la costruzione di questi eccentrici, ed i modi coi quali la manovra ne è ottenuta coi regolatori.

L'eccentrico della fig. 549[1] si sposta a mano, e dà modo di variare solo l'espansione (senza inversione) variando ϱ e δ. L'anello HH è fis-

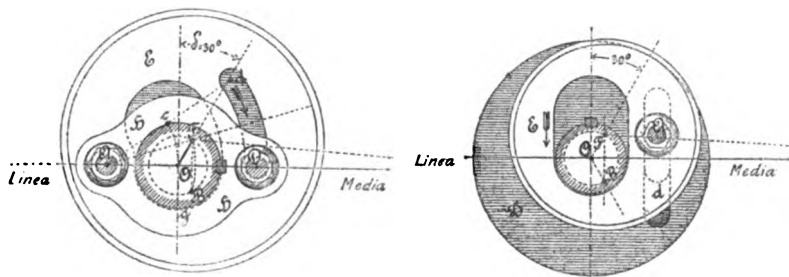



Fig. 549[1 · 2].

sato all'albero, e porta il perno A su cui l'eccentrico E è girevole. Colla vite D, mobile nella scanalatura $D\,d$, si fissa l'eccentrico a precessioni angolari diverse. Il centro di E muovesi su circolo di raggio $A\,F$; cioè le precessioni lineari non sono costanti. Per ottenere ciò, la scanalatura $D\,d$ dovrebbe farsi di diametro più piccolo che $A\,D$, ed il foro nell'eccentrico sull'albero dovrebbe essere allargato.

Colla fig. 549[2] lo spostamento dell'eccentrico E è rettilineo, sul disco H fissato all'albero.

La manovra degli eccentrici col mezzo di regolatori è resa difficile dall'energia speciale richiesta al regolatore.

La fig. 550 dà la distribuzione Kalka; sull'albero motore $O\,O$ è folle l'eccentrico E, d'un pezzo col mozzo N portante denti elicoidali che ingranano con K: una leva a forchetta, nella scanalatura S' del manicotto S folle sull'albero, comandata a mano o dal regolatore, produce, col concorso del settore U e della ruota A, la rotazione dell'eccentrico.

Colla distribuzione Robey (fig. 551) si ha ad un tempo variazione di δ e di ρ. Sull'albero motore *O O* è fissato un regolatore centrifugo a molla, avente il piano delle sfere verticale; il mozzo *A*, per velocità crescente, si sposta lungo l'asse trascinando seco i cunei *b b*, i quali, scorrendo in apposite scanalature rettangolari dell'eccentrico *E*, lo spostano, modificano la espansione, e possono anche modificare il senso di marcia.

Ma il *sistema di manovra col regolatore* che ha incontrato il generale favore, in uso nelle *moderne macchine a grande velocità* (apparso la prima volta alla Esposizione di Filadelfia nel 1876 nelle macchine Turner, diffusosi largamente in America prima e in Europa poi) è quello in cui il regolatore (a molla e pesi), agisce, in un piano perpendicolare all'asse motore, direttamente sull'eccentrico.

Notisi che le distribuzioni a comando ripido sono le sole che si possono utilmente impiegare nelle macchine a grande velocità. Anche l'impiego dei regolatori collocati direttamente sull' albero ed azionanti l'eccentrico distributore diventa una condizione di essenziale importanza nelle macchine veloci. In ogni caso, il problema che si pone al costrut-

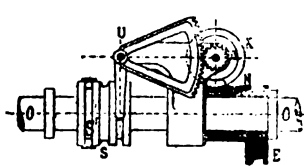
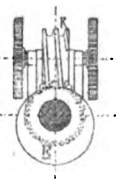



Fig. 550. Fig. 551.

tore nello studio di distribuzioni simili risiede nell'assicurare la perfetta regolarità della velocità, e la conveniente ripartizione del vapore nel cilindro. Per raggiungere tale risultato si deve ricorrere ad un certo numero di disposizioni che sono essenziali al successo, come cassetti equilibrati, orifici di grande sezione, lunghi e stretti quanto possibile, eccentrici equilibrati sull'albero, regolatori che presentino il minimo attrito ed il massimo isocronismo.

Si avrà anche vantaggio nell'usare un sistema che dà forte compressione a deboli ammissioni, specie se non si ha che un sol cassetto e se gli spazi morti sono considerevoli. I cassetti ordinari ed unici presentano al solito questa difficoltà, che si è nell'alternativa di agire o sulla calettatura, o sul raggio di eccentricità dell'eccentrico di comando; nel primo caso si è condotti ad assai forti variazioni nella precessione, quest'ultima aumentando col grado di espansione; nel secondo si scema la precessione col diminuire l'ammissione; a queste due modificazioni succedono cambiamenti contrari della precessione. Conviene in primo luogo determinare il luogo dei centri dell'eccentrico corrispondente alla utilizzazione migliore e disporne il meccanismo di comando per modo che esso faccia successivamente occupare all'eccentrico le posizioni corrispondenti. Vi si giunge facilmente modificando nel tempo stesso in giuste proporzioni il raggio di eccentricità e la precessione. Insomma ad ogni accrescimento di espansione deve corrispondere un aumento definito della pre-

cessione. Diviene così possibile di ottenere, se si trova opportuno, una precessione costante per tutti i gradi di espansione.

Due disposizioni semplici (per piccole motrici) sono indicate nelle fig. $552^{1 \cdot 2}$.

Nella ***prima*** l'eccentrico è fuso con coda articolata in O' (punto della razza del volano) ed un peso P. Una molla di richiamo Q (unita a un punto fisso N di un'altra razza) agisce in senso opposto al peso. Nel caso di riposo, la eccentricità dell'eccentrico è sulla direzione r, e diviene r_1 per la velocità massima; per $r_1 = e + v$, si ha il punto morto della distribuzione. Perchè l'eccentrico, accelerandosi la velocità, si sposti, occorre che il momento della forza centrifuga lungo $o\,g$ rispetto ad O_1 superi il momento della tensione della molla Q e della resistenza R degli organi del cassetto rispetto ad o, con un braccio di leva eguale a $O_1\,o + r_1$. Così,

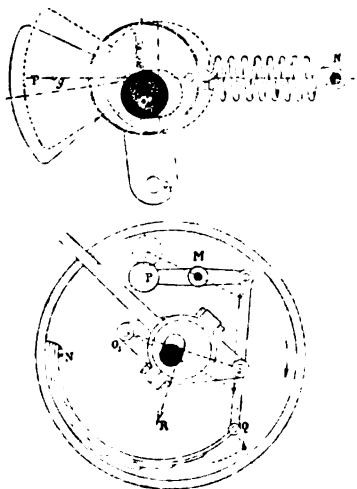



Fig. $552^{1 \cdot 2}$.

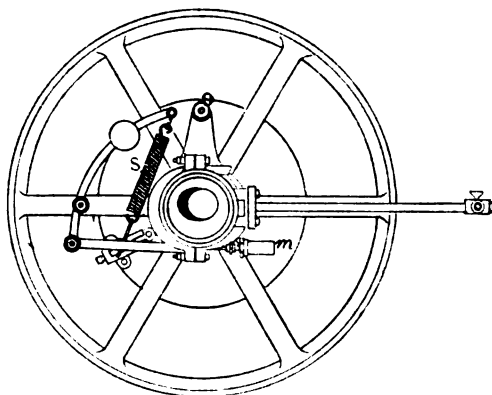



Fig. 553.

perchè rallentandosi la velocità, la molla riconduca l'eccentrico alla posizione di prima, occorre che il momento (intorno ad O_1) della tensione Q della molla superi il momento della resistenza R (che cambia di senso) opposta dal cassetto ad essere spostato. ***Il valore teorico minimo del momento della forza centrifuga deve essere doppio di quello della tensione della molla.***

Nella *seconda* (distribuzione *Swell*), il regolatore ha una maggiore potenza. La fig. 552^{2} rappresenta il disco del volano, entro cui è applicato il sistema. Una molla di flessione (pel richiamo) è fissata in N alla corona; il peso P è girevole intorno al punto fisso M della razza.

Analogo al precedente, salvo la sostituzione di molla spirale S alle molle a balestra, e l'aggiunta di un moderatore m, è la distribuzione *Jde* ad eccentrico spostabile sotto l'azione del regolatore. Il moderatore impedisce ogni movimento brusco dell'eccentrico, che è articolato con una coda in O (fig. 553).

Nelle disposizioni successive (di cui noteremo solo le principali), si è spostato l'eccentrico, o variando solo il valore di δ (Bucheye), o più spesso ad un tempo δ e ϱ.

Distribuzione *Hoadley* (fig. 554[1·2]). L'eccentrico E si prolunga sull'albero in un pezzo che scorre folle nel mozzo della puleggia, ed è collegato ad uno dei vertici di un parallelogrammo formato da quattro bielle, le cui estremità sono legate a due masse PP guidate da due aste cilindriche cc avvitate sul mozzo, tenute vicine dalle molle di flessione MM; esse portano i bulloni b, sui quali si fissano masse addizionali per dare alla forza centrifuga dei pesi P l'intensità voluta. Aprendosi le molle e quindi il parallelogrammo,

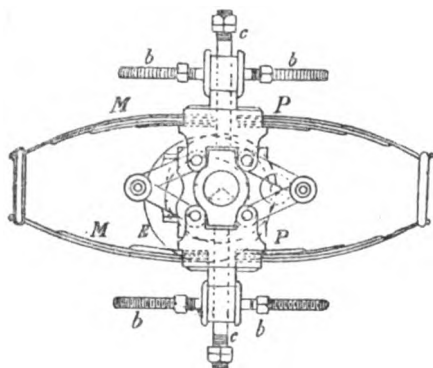
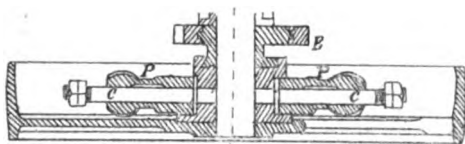



Fig. 554[1·2].

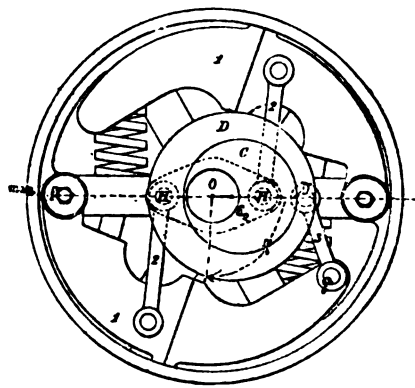
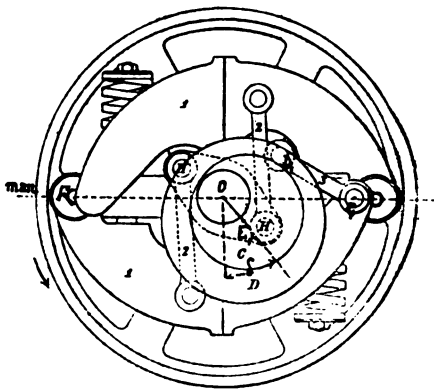



Fig. 555[1·2].

l'articolazione del pezzo unito all'eccentrico si avvicina al centro dell'albero e l'eccentricità scema.

Distribuzione *Armington e Sims* (fig. 555[1·2]); le masse mobili 1.1, sollecitate dalle molle ed articolate ad una delle braccia del volano, occupano nella 1.ª la posizione che corrisponde alla velocità minima; nella 2.ª quella che corrisponde alla massima; sull'albero motore O, si trovano folli uno sull'altro due eccentrici C, D, di cui l'esterno D è abbracciato dal collare dell'asta di eccentrico che comanda il cassetto. Le due masse 11 sono riunite colla biella 22 all'eccentrico C; l'esterno D è riunito colla biella 3 ad una delle due masse (nella figura l'inferiore) nel punto D_1 in cui il suo spessore è minimo. Allorchè le due masse si allontanano dal-

l'asse per effetto della forza centrifuga, i due eccentrici C e D prendono un moto di rotazione in senso inverso ed il raggio d'eccentricità $O E_1$ corrispondente alla velocità minima diviene per la velocità massima $O E_2$. Nella costruzione Armington $\delta = 31°,30'$ al minimo; variando δ da $31°,30$, a $90°$ e ρ da $O E_1$ ad $O E_2$ la precessione angolare resta *quasi* costante.

La fig. 2 rappresenta il regolatore aperto; esso è applicato a volano di piccolo diametro; se il diametro è grande, opportuni arresti sulle razze limitano la corsa delle masse.

La disposizione del meccanismo regolatore, agente sull'eccentrico in modo da modificare l'eccentricità e la calettatura, ha con *Ball* la forma della fig. 556. In detta figura è stato soppresso l'eccentrico, il quale è disposto come nel tipo Armington, e le cui orecchie si attaccano allo estremo delle articolazioni *a a*. Per rendere più regolare l'azione delle molle, mentre si dà alla molla principale D la tensione teorica totale (vedi il calcolo dei regolatori di questo tipo) si aggiunge una terza molla più piccola S, ed un moderatore ad olio (dash-pot) il quale concorre ad aumentare la stabilità del sistema. Quando le palle del regolatore *m m* si spostano in uno o nell'altro senso, la molla S viene dapprima posta in tensione; poi il moderatore avendo funzionato e lo stantuffo suo essendosi avvicinato alla molla, la tensione di questa diminuisce progressivamente sino a tornare alle condizioni iniziali; essa allora non interviene più, ed il comando del regolatore si effettua solo colla azione delle due molle principali.

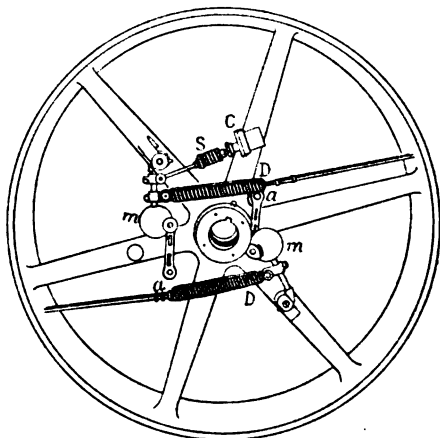



Fig. 556.

La distribuzione *Proell-Dörfel* a cassetto, comporta manovra d'eccentrico, come alla fig. 557; il regolatore, montato nel piano di rotazione del volano, componesi delle leve A munite del peso P e agente per l'estremità B sopra una molla spirale unica, il cui asse traversa l'asse dell'albero. L'asta collocata nella molla è provvista di madreviti con cui se ne regola la tensione. Le leve D, imperniate nei punti *m m* dell'eccentrico mobile E ne ottengono la rotazione sotto l'azione di P. I piccoli pesi Q permettono di far variare il grado di astaticità del regolatore; l'eccentrico mobile E, di eccentricità r_1 è infilato sopra un eccentrico e di eccentricità r_0 fatto d'un pezzo o riportato sull'albero motore. L'eccentricità variabile sarà $r = \rho$. Poichè il centro dell'eccentrico mobile descrive un arco di circolo intorno al centro dell'eccentrico fisso, si ha, ad un tempo. in seguito ad uno spostamento, variazione di δ e ρ.

Nel tipo *Garnier* (fig. 558) il regolatore di comando dell'eccentrico si compone di una massa mobile unica P collocata nell'interno di una

molla a balestra e riunita ad un disco con scanalatura D mobile a corsoio nel mezzo del volano, che porta l'eccentrico E. Per evitare, sotto l'azione della forza centrifuga che comprime la molla, i bruschi sposta-

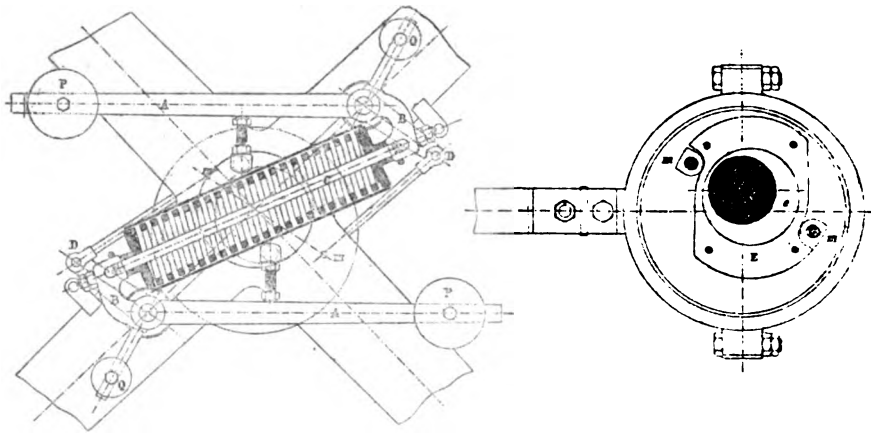



Fig. 557.

menti, il disco si prolunga dalla parte opposta in un moderatore a stantuffo M ripieno di liquido (acqua o olio) che deve passare da una parte all'altra dello stantuffo per un piccolo orificio la cui sezione può regolarsi a vite.

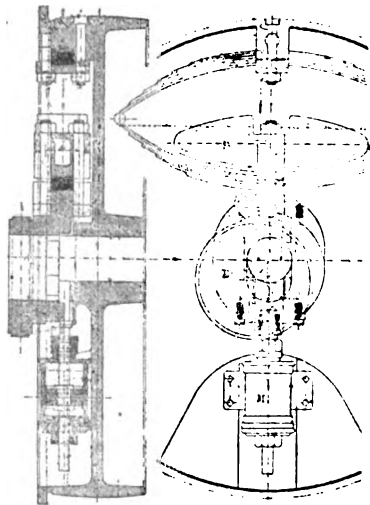



Fig. 558.

Nella motrice *Westinghouse* il cassetto cilindrico è condotto da un eccentrico mobile con regolatore come alla fig. 559. Le masse mobili BB sono articolate in $b\,b$, sul disco A (che può essere lo stesso volano), e sono riunite fra loro dalla biella e; l'una di esse è collegata all'eccentrico C colla biella i; l'eccentrico c su cui è montato il collare è nella costruzione analoga alla fig. 552², è fuso cioè colla coda c articolata in d. Due potenti molle $D\,D$ tendono a ricondurre le masse al posto se la velocità diminuisce.

La distribuzione *Boulet* è rappresentata colla fig. 560: E eccentrico, P, P pesi che ponno essere regolati con piombo, M moderatore. Chiudiamo la rassegna di queste disposizioni col citare la distribuzione ad eccentrico spostabile con regolatore *Mac Intosch*, rappresentata nella fig. 561¹·²·³. L'apparato è costituito di due pesi regolatori che ponno girare intorno all'asse fisso O. Uno di questi B porta due guide inclinate tra le quali possono muoversi due corsoi. Questi sono liberi di oscil-

lare intorno ad un organo solidale al pendolo cui è attaccato l'eccentrico; questo può ricevere un moto di amplitudine data, trasversale all'albero. La sospensione del pendolo è disposta così che le precessioni restano costanti per variazioni di ammissione fra o e $^5/_8$ di corsa. Le molle ***a b*** agiscono sui contrappesi regolatori collo intermedio di spine e di appoggi

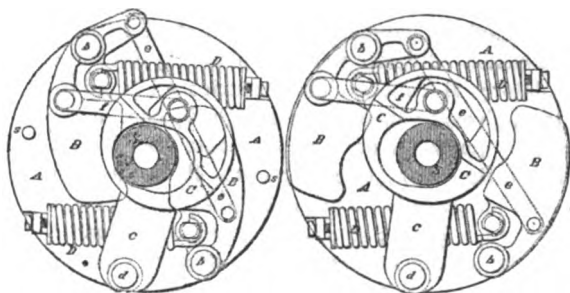



Fig. 559.

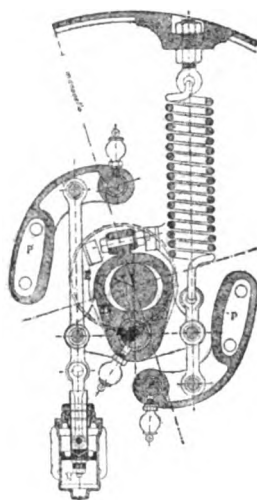



Fig. 560.

in acciaio temperato, scorrenti entro fessure sul dorso dei contrappesi stessi.

Il calcolo di tali regolatori si suppone per ora noto (V. Cap. XIV). Oltre alle citate, sono note altre forme di tali regolatori agenti diretta-

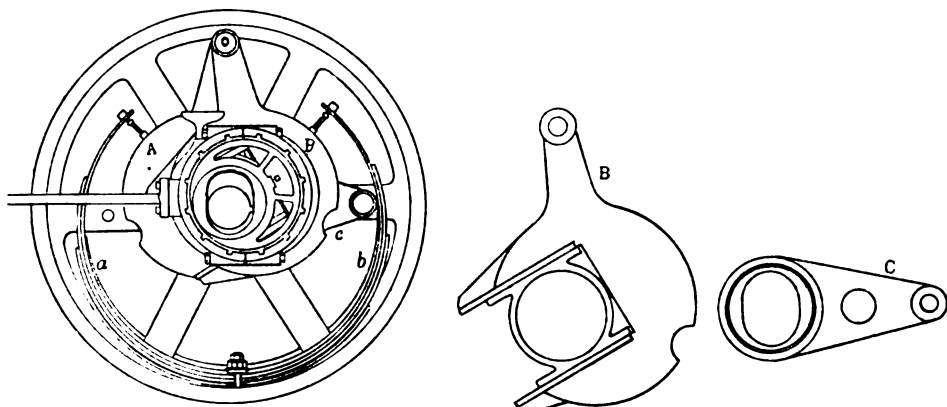



Fig. 561^1 · 2 · 3.

mente sull'eccentrico, con lievi differenze di dettaglio, quali il regolatore Power, lo Stuckrath, ecc.

13. Distribuzioni a cassetto, con espansione variabile ed inversione mediante glifo. — Le disposizioni ad eccentrico spostabile possono dare la *inversione di movimento.* In generale però si limita lo spostamento dell'eccentrico a $\delta = 90°$, adoperando per ottenere l'inver-

sione di moto i sistemi a glifo. Il loro impiego è però raro nelle macchine fisse e noi ci limitiamo a darne un cenno rapidissimo. D'altronde la dimostrazione teorica delle formole che esporremo può trovarsi nella classica opera di Zeuner.

Distribuzione a cassetto semplice e glifo Fink, con un solo eccentrico. Lo schema della distribuzione Fink è dato dalla fig. 562. Sopra l'albero motore è calettato un eccentrico a $\delta = 90°$ rispetto alla manovella M_0; l'asta E del cassetto è comandata col glifo $D D_1$ d'un pezzo col collare dell'eccentrico, la cui scanalatura è tracciata con un raggio eguale alla lunghezza della biella che comanda il cassetto, $D B E$, portante in D un corsoio che può occupare posizioni diverse nella scanalatura, mediante manovra a mano od a regolatore. Il collare dell'eccentrico ed il glifo è sostenuto al perno d'una leva girevole su punto fisso. Si dà così al cassetto moto diverso per le varie posizioni del corsoio, come può fare un eccentrico in cui variano δ e ϱ. Se il corsoio è sulla linea $M_0 E$ (direzione dell'eccentricità) si ha un eccentrico semplice calettato a $90 + \delta$; se $\varrho = e + v$ (v precessione lineare all'ammissione) la luce si apre solo di v e si rinchiude rapidamente. È questo il *punto morto della distribuzione.* Per le posizioni superiori ed inferiori del corsoio si ha moto in un senso, od in senso opposto. Zeuner, supposta infinita la lunghezza della leva di oscillazione, ha dimostrato che *gli spostamenti del cassetto dalla posizione media* sono rappresentati da una equazione

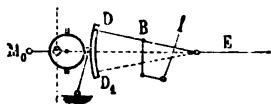



Fig. 562.

$$\xi = A \cos \omega + B \operatorname{sen} \omega \tag{5}$$

che è l'equazione polare del circolo del diagramma per un eccentrico semplice, quando ω sia l'angolo percorso dalla manovella dal punto morto e sieno $A = \varrho$ e

$$B = \frac{\varrho \cdot U}{p}\left(1 - \frac{b}{l}\right),$$

dove ϱ è il raggio dell'eccentrico ($e + v$), U la distanza verticale del centro del corsoio sulla linea del movimento, p la distanza del centro dell'eccentrico al punto di attacco sul collare della leva di oscillazione, b la distanza di quest'ultimo punto al punto medio del glifo, ed l la lunghezza dell'asta di eccentrico (raggio dal glifo). Con sufficiente approssimazione, per $b = 0$, si ha

$$\xi = \varrho \cos + \frac{\varrho \cdot U}{p} \operatorname{sen} \omega. \tag{6}$$

Le coordinate rettangolari del centro del circolo rappresentato in coordinate polari dall'equazione precedente sono $\varrho/_2$ e $\varrho \frac{U}{2p}$, cioè una è costante e l'altra variabile con U. Il valore di U può variare da zero alla semilunghezza C del glifo perpendicolarmente alla linea del movimento, Si avrà quindi con tal sistema il tracciamento della fig. 548*; varia l'angolo

ed il raggio dell'eccentrico ideale, movendosi il centro su MN perpendicolare ad Oo e mantenendosi la precessione lineare costante.

Il massimo valore di B, cui corrisponde il raggio maggiore dell'eccentricità ideale semplice, ed il minor angolo di precessione angolare, si ha per $\varrho \cdot \frac{C}{p}$, e cioè $= \varrho$ se $C = p$. In tal caso $^{A}/_{l} = {}^{B}/_{l}$ cioè $\delta = 45^\circ$. Questo richiede già una certa lunghezza di glifo, il che è contrario alla ipotesi stabilita. Quindi non si può aumentare δ di troppo e si deve limitarsi a grandi ammissioni. La fig. 563 mostra l'impiego del semiglifo Fink per una macchina fissa di cui si voglia variare la espansione.

Più importanti sono le distribuzioni a glifo con due eccentrici montati sull'asse motore.

Distribuzione a glifo Stephenson (fig. 564). Sull'albero A sono calettati due eccentrici B e B_1, colle eccentricità a $90^\circ + \delta$ simmetriche rispetto alla manovella AM_0; le loro aste C e C_1 sono articolate al glifo DD_1 avente raggio di curvatura eguale alla loro lunghezza; il corsoio scorre-

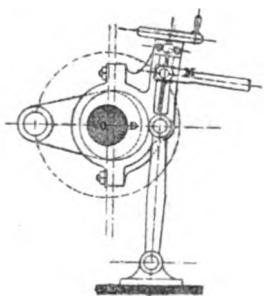
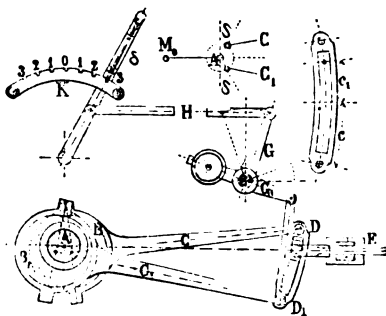



Fig. 563. Fig. 564.

vole nel glifo è unito allo stelo E del cassetto; GHK è il meccanismo di marcia invertita, mediante sollevamento o abbassamento del glifo. I due eccentrici imprimono al glifo un moto di va o vieni ed uno oscillatorio.

Il cassetto si muoverà nel senso di concedere il moto dello stantuffo in data direzione, secondo che il corsoio si trovi più soggetto, per la sua posizione, al comando di un eccentrico piuttosto che dell'altro; nel punto di mezzo del glifo si ha il punto morto della distribuzione, nei punti intermedi gradi espansione variabili. Le aste C e C_1 anzichè *diritte* come alla figura (caso più generale) possono essere *incrociate*. Coi dati di Zeuner, gli spostamenti del cassetto dalla posizione media sono rappresentati coll'equazione applicata

$$\xi = A \cos \omega + B \operatorname{sen} \omega \tag{7}$$

dove

$$A = \varrho \left(\operatorname{sen} \delta \pm \frac{c_1^2 - U^2}{c_1 l} \cos \delta \right), \quad B = \pm \varrho \cdot \frac{U}{c_1} \cos \delta$$

dove $\varrho =$ eccentricità degli eccentrici; $c_1 =$ semicorsa del corsoio; $l =$ lunghezza delle aste $C\,C_1$; U distanza variabile fra il punto in cui si trova il corsoio ed il punto di mezzo del glifo; δ precessione angolare dell'ec-

centrico ideale che sostituisce l'effetto del sistema; ω angolo della manovella dal punto morto.

Tracciamento: Si fissa dapprima l'eccentricità ϱ_1 e l'angolo δ di una distribuzione a cassetto semplice corrispondente per una delle marcie alla distribuzione normale col massimo di ammissione; quindi, detta c la semilunghezza del glifo a partire dai punti di attacco delle aste, e c_1 la semicorsa del corsoio, si fissa l'eccentricità dei due eccentrici approssimativamente colla $\varrho = \varrho_1\, {}^{c}/_{c_1}$, calettandoli a $90° + \delta$ avanti e dietro la manovella. Si disegna il glifo col centro sulla mezzeria, messa la manovella al punto morto ed il corsoio nel mezzo del glifo: d'ordinario si assume

$$c = 2\,\varrho \sim 2.5\,\varrho \quad \text{e} \quad l = 25\,\varrho \sim 30\,\varrho.$$

Dopo ciò si tracciano i circoli della distribuzione (fig. 565).

Per $U = c_1$ $\quad A = \varrho \operatorname{sen} \delta \quad B = \varrho \cos \delta \quad \xi = \varrho \operatorname{sen} (\delta + \omega)$ e si traccia il circolo di diametro ωP col centro di coordinate rettangolari ${}^{A}/_{2}$ e ${}^{B}/_{2}$

per $U = 0$ $\quad A = \varrho \operatorname{sen} \delta + {}^{c_1}/_{l} \cos \delta \quad B = 0$, il centro cade in O_{11}, sulla ωH.

I centri dei circoli successivi sono su una parabola $O\, O_1\, O_{11}$; le precessioni lineari v, col crescere di δ, vanno aumentando; si potrebbero però mantenere quasi costanti col calettare l'eccentrico a $\delta - \sigma$, ma questo renderebbe ancor più difettosa la marcia all'indietro.

L'inverso avverrebbe per le braccia incrociate; la linea dei centri sarebbe $O\,\alpha$, e le precessioni lineari andrebbero diminuendo. La posizione del punto estremo di G_0, centro di sospensione del glifo, si trova disegnando il glifo in due posizioni corrispondenti alla manovella $A\,M_0$ e in quella diametrale opposta; quindi, innalzando la perpendicolare sulla linea del centro intercetta nel punto di mezzo.

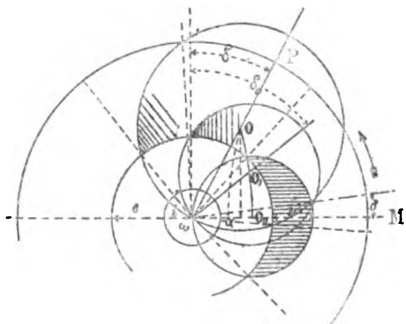
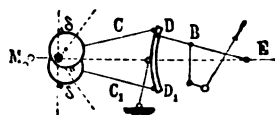



Fig 565.

Fig. 566.

Distribuzione a glifo Gooch (fig. 566). Il glifo $D\,D_1$ unito alle aste $C\,C_1$ di due eccentrici, come nel tipo precedente, e articolato nel mezzo ad una leva di sospensione, volge al cassetto la concavità; il raggio del glifo è uguale alla lunghezza della bielletta B; il resto, come nel tipo precedente. Il sistema dà costanti le precessioni angolari; il che è evidente, non mutandosi la posizione del punto E, per qualunque posizione occupi il corsoio nel glifo.

14. Distribuzioni a movimento derivato, con o senza inversione; distribuzione Brown. — Intendiamo citare nel presente numero

i sistemi di distribuzione nei quali il moto fondamentale, che si suppose sinora impartito all'asta del cassetto da un eccentrico, viene ottenuto sopprimendo l'eccentrico stesso, con disposizioni che (applicate alle motrici marine) hanno preso nome di distribuzioni *a movimento derivato.* Questi tipi (Marshall, Brown, Joy, Kirk, ecc.) prendono il moto dell'organo distributore da un punto di un organo oscillante, due altri punti del quale percorrono curve determinate, una delle quali desunta dalla biella motrice.

Di questi sistemi, applicabili non solo alla distribuzione a cassetto, ma a quegli altri tipi in cui il moto è preso dall'organo distributore con un eccentrico, citiamo dapprima il Brown. All'eccentrico esso sostituisce

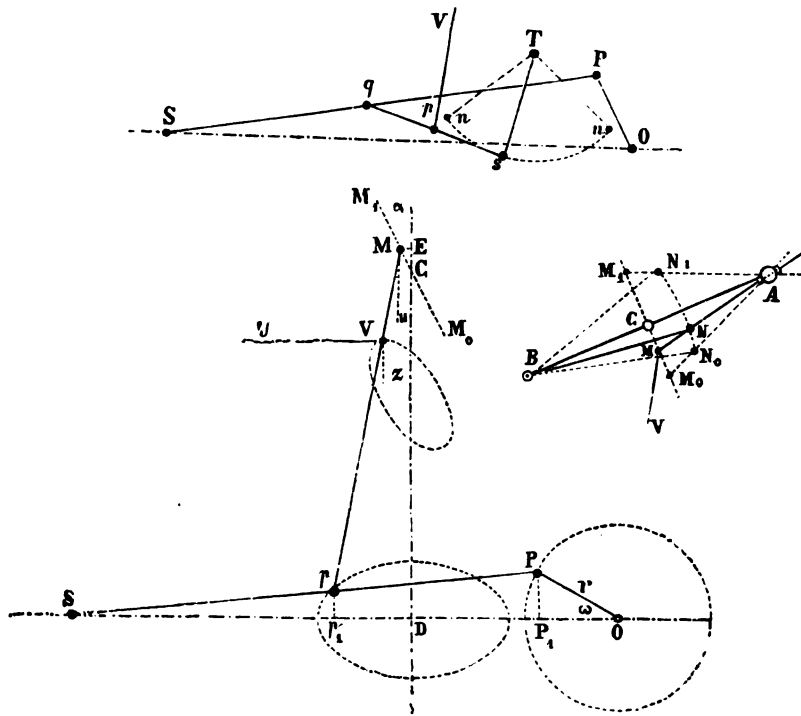



Fig. $567^{1 \cdot 2 \cdot 3}$.

leve articolate a perni piccoli, assorbenti poco lavoro d'attrito, di facile manovra; le precessioni angolari sono costanti.

Le fig. $567^{1 \cdot 2 \cdot 3}$ ne dànno la disposizione schematica. OP sia la manovella motrice, SP la biella. Si considerino dapprima le fig. $567^{1 \cdot 2}$.

Una controbiella $q\,s$ è articolata, in q alla biella, ed in s ad un oscillatore TS imperniato in T; a metà di $q\,s$ attaccasi l'asta $p\,V$, il cui estremo M si muove sulla direzione quasi rettilinea $M M_0$ mediante il sistema della fig. 567^2; esiste cioè un bilanciere AB che può essere più o meno inclinato (girando intorno a C) o in un verso o nell'altro. Alla posizione orizzontale di AB corrisponde il punto morto della distribuzione (nelle macchine fisse senza inversione la posizione orizzontale di AB corrisponde

a regolatore interamente alzato). In B si impernia BN, articolato in N al braccio MA, che può scorrere in una canna imperniata nel punto A del bilanciere. Al punto M attaccasi l'asta pV, il cui estremo M oscilla sulla $M_0 M_1$ perpendicolare ad AB, se si ha cura di limitare l'ampiezza di oscillazione $N_0 N_1$ del braccio BN. Lungo la pV si applica l'asta di manovra dell'organo distributore.

Per avere idea del funzionamento, consideriamo il caso più semplice, che è indicato nella fig. 567[a]. Supponiamo che la pV sia attaccata direttamente ad un punto della biella e sia in V lungo UV l'asta di manovra del cassetto (o valvola, come nella macchina Brown). Sieno: ω l'angolo percorso della manovella (raggio r) del punto morto, $l = SP$, $l_0 = Sp$, $l' = Mp$, $l_0' = MV$, α l'angolo di inclinazione del bilanciere rispetto all'orizzontale, e quindi l'angolo di deviazione dalla verticale della retta $M_1 M_0$ descritta da M; CD la congiungente, centro di oscillazione della estremità di pVM; u e ξ gli spostamenti orizzontali dei punti M e V dalla posizione media. Lo spostamento orizzontale di p dalla posizione media (a parte l'obliquità della biella) è $Dp_1 = OP_1 = r\cos\omega$; e lo spostamento verticale, sì di p che di M, è all'incirca $pp_1 = EC = {}^{l_0}/_{l}\, PP_1 = {}^{l_0}/_{l}\, r \operatorname{sen}\omega$. Lo spostamento orizzontale di V, ξ, sarà

$$\xi = ME + \frac{l_0'}{l}(Dp_1 - ME) = u + \frac{l_0'}{l}(r\cos\omega - u) \tag{8}$$

e perchè $u = ME = EC \operatorname{tang}\alpha = {}^{l_0}/_{l}\, r \operatorname{sen}\omega \operatorname{tang.}\alpha$, si avrà

$$\xi = \frac{l_0'}{l'} r\cos\omega + \frac{l_0}{l_1}\left(1 - \frac{l_0'}{l}\right) r \operatorname{tang}\alpha \cos\omega,$$

equazione della forma

$$\xi = A\cos\omega + B\operatorname{sen}\omega, \tag{9}$$

che corrisponde appunto al moto impartito al cassetto da un eccentrico circolare. Se ora invece, come nella fig. 567[1], l'asta pV non è comandata direttamente dalla biella, si osserva che lo spostamento orizzontale di p rimane invariato, muta lo spostamento verticale nel rapporto $qp:qs$ ed anche per l'influenza dell'arco nsn_1; ma queste variazioni avvengono solo sul termine in sen ω, onde sarà

$$\xi = A\cos\omega + B_1 \operatorname{sen}\alpha.$$

Nei punti morti $(\omega = 0° - 180°)$ $\xi = v$ precessione lineare all'ammissione, cioè, $v = {}^{l_0'}/_{l'}\, r$, indipendente da α, e cioè *costante.*

Il tracciamento si fa svolgendo a priori il diagramma polare per la massima ammissione, cavandone, colle precedenti formule, il valor massimo di α, col fissare le costanti l_0, l_0', l, l'; si pone poi il fulcro C del bilanciere AB sulla perpendicolare al punto di mezzo della corsa orizzontale dell'estremità inferiore p di pM.

L'applicazione del sistema ad una macchina è indicato dalla fig. 568.

Distribuzione Joy. In questa come nelle Brown è soppresso qualsiasi eccentrico. L'applicazione ad una macchina marina è rappresentata nella fig. 569. Il moto del cassetto è desunto da un punto A sulla biella motrice,

cui è articolata l'asta AB, articolata a sua volta all'estremo di BC, che è imperniata in C, punto fisso del telaio. La leva DE riceve allora in D un moto elittico, ed è costretta in E a descrivere una traiettoria curva sul settore FG. Essa comanda l'asta del cassetto H colla biella EF, la cui estremità inferiore riceve un moto che si decompone in due elementi, corrispondenti l'uno alla somma della precessione e del ricoprimento, l'altro all'apertura delle luci. Quest'ultimo dipende, come pure il senso di moto, dall'inclinazione del settore FG, inclinazione che può essere variata col meccanismo IG.

Nella distribuzione Hackwoorth, la disposizione ha lo scopo di sopprimere uno dei due eccentrici indispensabili coi sistemi Stephenson, Grochi, ecc. Si ha qui un solo eccentrico calettato a 180° rispetto alla manovella; la sua biella è articolata all'estremo ad un corsoio cui essa

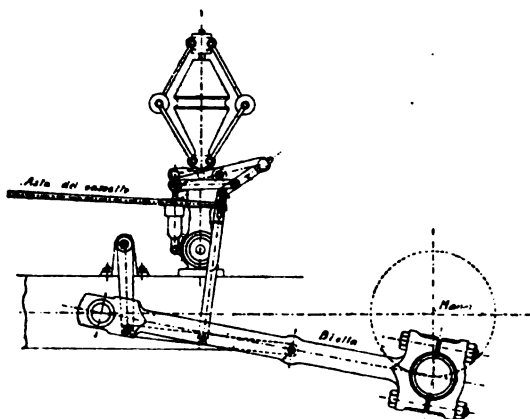
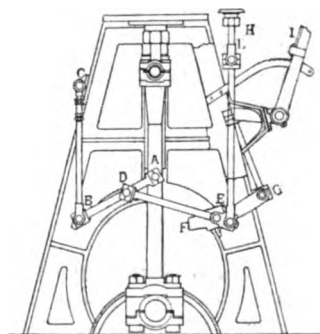



Fig. 568. Fig. 569.

comunica un moto rettilineo alternato, la cui direzione può essere modificata; così un estremo della biella dell'eccentrico descrive una circonferenza, e l'altro una retta; l'asta del cassetto è articolata in un punto intermedio della biella dell'eccentrico ove questo descrive una curva ovoide. La frazione di corsa che corrisponde alla precessione e al ricoprimento è data dall'asse minore di questa curva, l'apertura delle luci dipende dalla obliquità dell'asse maggiore di questa curva stessa. Tale sistema dà minori attriti; ha il vantaggio di modificare leggermente la velocità del cassetto nei periodi di chiusura; di più, i cassetti possono essere disposti comunque rispetto al cilindro, il che è specialmente vantaggioso nelle macchine marine (fig. 570).

Si comprenderà meglio quanto è detto sopra dall'esame della distribuzione Marshall, che differisce dalla precedente in ciò che la guida rettilinea dall'estremo della bielletta dell'eccentrico J (a 180° dalla manovella H) è sostituita da una guida circolare ottenuta attaccando l'estremo della bielletta I, cui si unisce in R l'asta O che manovra il cassetto, ad una leva J che può oscillare intorno al suo punto d'attacco con un'altra leva, sostenuta da un albero solidale al settore dentato N, col quale si può modificare l'inclinazione di I.

In alcuni casi si è riconosciuto la necessità di fare uso di apparato di inversione del moto a vapore, in quanto la manovra a mano non permette, per organi di certa importanza e per grandi cassetti, un'azione facile e pronta. Esistono numerosi apparati di tal genere; la più parte constano di un meccanismo mosso dal vapore, che aziona direttamente una leva pel cambiamento di moto, analoga a quello di cui si fa uso per comandare l'incisione a mano. Altri costituiscono al contrario apparati nuovi, indipendenti da ogni specie di comando a mano. In molte macchine marine inglesi l'apparato di inversione è una piccola macchina a vapore bullonata al telaio, ad uno o due cilindri, che gira sempre nello stesso senso e che aziona l'organo di comando dell'inversione col mezzo di vite perpetua e ruota dentata. Il macchinista arresta la motrice ausiliare quando i glifi occupano la posizione voluta; il volano della motrice serve per la manovra a mano, a freddo.

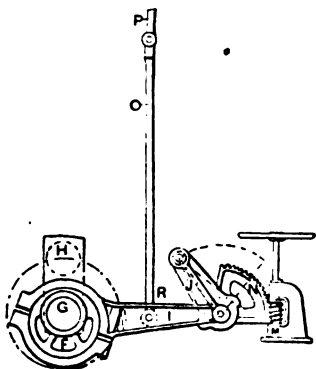



Fig. 570.

§ 3.

DISTRIBUZIONE AD ESPANSIONE FISSA CON STANTUFFO DISTRIBUTORE.

15. Stantuffi distributori; motrice Grabner. — Innanzi di passare alle distribuzioni aventi organi d'espansione variabile, citiamo forme recenti che risalgono al cassetto semplice, le cui funzioni vengono affidate allo stesso stantuffo della macchina. L'idea di semplificare per tal modo il meccanismo d'una motrice non è nuova, ma ha avuto recentemente soluzioni felici nelle motrici Grabner, Bonjour, Möller, ecc. Ci limitiamo ad esaminare la prima, nella quale lo stantuffo, mediante forma appropriata, effettua, senza aiuto di alcun organo, la distribuzione. Tuttavia la semplicità, conveniente per macchine veloci, e la attitudine a realizzare marcia nei due sensi, sono ottenute con alterazioni del ciclo a scapito del consumo di vapore.

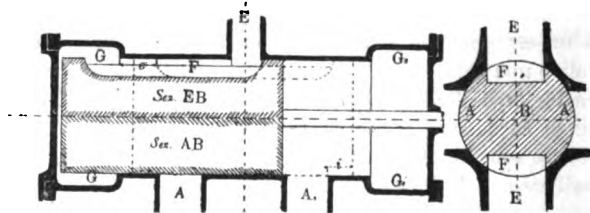



Fig. 571[1].

La disposizione schematica della Grabner è data dalla fig. 571[1]; lo stantuffo trovasi all'estremo; la sua posizione media è punteggiata; le

scanalature F dello stantuffo servono all'ammissione per E (dal mezzo); sul cilindro sono le aperture A_1 A simmetriche per lo scarico. Per tal modo lo stantuffo riesce equilibrato. Il vapore, entrando per E, passa traverso la scanalatura all'estremità allargata del cilindro, ed agisce sullo stantuffo; lo scarico avviene non appena lo stantuffo scopre la luce A; così dalla parte opposta. Il diagramma della distribuzione è dato dalla fig. 571[2]; la parte a sinistra corrisponde alla ammissione, la destra allo scarico. (Veggasi il confronto colle figure precedenti pei valori di e ed i, ricoprimenti d'un cassetto comune.) Per ogni posizione ω della manovella, il diagramma dà l'apertura dell'ammissione da una parte e dello scarico dall'altra.

Fig. 571[2].

Le proprietà della distribuzione sono: 1.° Ai punti morti le luci di ammissione e scarico hanno la massima apertura; 2.° Nel punto in cui è sospesa l'ammissione da una parte, comincia, durante la compressione dalla parte opposta, l'ammissione di vapore; 3.° L'apertura di scarico apresi prima di fine corsa da una parte, dall'altra comincia la compressione.

L'espansione non essendo variabile, il regolatore strozza il vapore all'ammissione. Gli spazi nocivi della macchina sono forti ($^1/_6$ del volume generato dallo stantuffo), ed il consumo di vapore sale

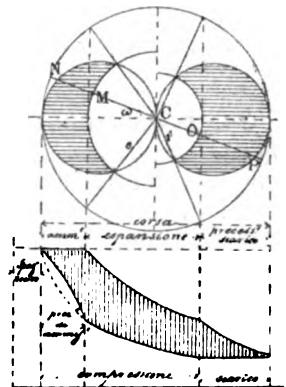
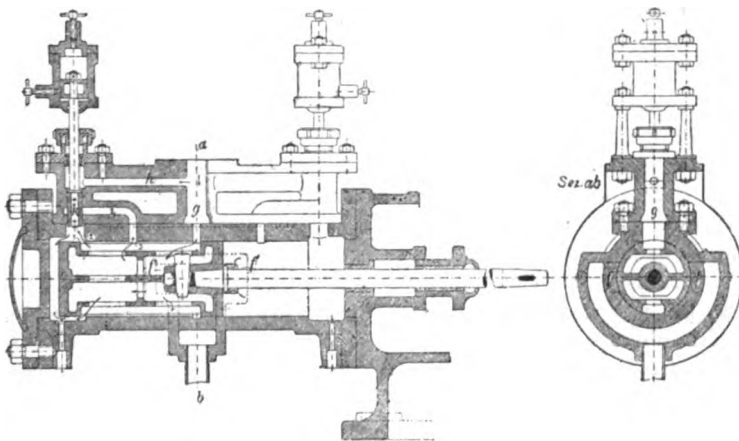



Fig. 572.

a 16 ~ 20 kg. per cavallo ed ora. Il diagramma accenna tutte le particolarità del sistema.

La fig. 572, che dà l'ultima forma costruttiva di tal motrice, contiene una particolarità, per cui la precessione e l'espansione sono l'una dall'altra indipendenti, mentre nel diagramma i punti di precessione all'ammis-

sione ed espansione, precessione allo scarico e compressione si corrispondono; lo stantuffo infatti fa avvenire queste due fasi sorpassando due punti diversi del cilindro. Il vapore arriva per g; camminando lo stantuffo verso destra, non si sospende l'ammissione quando i punti 1.2 si ricoprono, ma solo all'incontro dei punti 1.3, in quanto il vapore ammesso, avendo sollevato lo stantuffo differenziale k, sospeso ad un moderatore, l'ammissione continua pel canale i (ff_1 condotto di scarico).

§ 4.

b) Distribuzioni a cassetto, con organo di espansione senza scatto.

16. Distribuzioni a cassetto con organo di espansione in genere. — Per ottenere gradi di ammissione variabili ed anche costanti, ma più brevi di quel che concede l'espansione naturale di un cassetto semplice, si usano le distribuzioni a due organi distinti, ordinariamente comandati da due eccentrici; l'uno costituito da un cassetto ordinario per dare un alto grado di ammissione, l'altro da un organo speciale il quale faccia avvenire l'espansione in un punto dato della corsa, chiudendo ivi

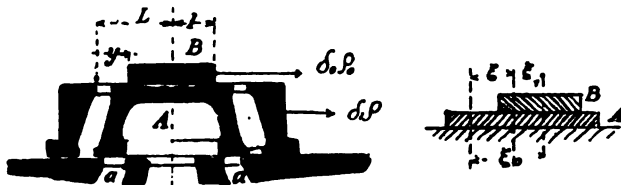



Fig. $573^{1 \cdot 2 \cdot 3}$.

la luce di passaggio del vapore che, pel solo cassetto semplice, sarebbe ancora aperta. Questi sistemi ponno dare od una *espansione costante* per ogni corsa, od una *espansione variabile* comandata a mano o con regolatore. È questa la disposizione che nelle macchine di media forza viene ordinatamente adoperata. — Dei sistemi a cassetto con espansione variabile si hanno due tipi principali. Nel 1°, cassetto e piastra d'espansione stanno in una unica camera, e l'ultima muovesi sul dorso del primo. Nel 2°, più raramente usato, cassetto ed organo di espansione si muovono in due camere distinte, fra loro comunicanti. I due tipi si distinguono a seconda che l'organo di espansione interrompa il passaggio di vapore con uno scatto, o lo interrompa con una chiusura graduale a moto desmodromico.

Tracciamento di una distribuzione a piastra di espansione con espansione fissa. La distribuzione è manovrata da due eccentrici; uno comanda un cassetto semplice con luci di passaggio, l'altro una piastra piana mobile sul dorso della prima. La fig. $573^{1 \cdot 2}$ dà specchio, cassetta e piastra in una posizione ideale, per cui le mezzerie coincidono.

Gli eccentrici del cassetto A e della piastra d'espansione B, di eccentricità ρ e ρ_0, sono calettati in avanti alla manovella degli angoli

$90 + \delta$ e $90 + \delta_0$, essendo $\delta_0 > \delta$; importa determinare il movimento relativo delle due piastre per riconoscere quando abbia principio la fase di espansione, in qual punto cioè B verrà a ricoprire per intero il canale di A, quando questo, trovandosi in corrispondenza con a, lascia entrare vapore nel cilindro. Se ω è l'angolo percorso dalla manovella dal punto morto, gli spostamenti della mezzeria del cassetto e della piastra, dalla loro posizione media, si esprimono colle

$$\text{(piastra) } \xi_0 = \varrho_0 \operatorname{sen}(\omega + \delta_0) \quad \text{(cassetto) } \xi = \varrho \operatorname{sen}(\omega + \delta). \qquad (10)$$

Lo spostamento relativo delle due mezzerie sarà $\xi_1 = \xi_0 - \xi$ e si avrà l'espansione quando ξ_1 sia eguale a $L - l$. Ora,

$$\left.\begin{aligned} \xi_1 &= \varrho_0 \operatorname{sen}(\omega + \delta_0) - \varrho \operatorname{sen}(\omega + \delta) \\ \xi_1 &= (\varrho_0 \operatorname{sen}\delta_0 - \varrho \operatorname{sen}\delta_0) \cos\omega + (\varrho_0 \cos\delta_0 - \varrho\cos\delta)(\operatorname{sen}\omega. \end{aligned}\right\} \qquad (11)$$

Quest'ultima equazione della forma $\xi_1 = A \cos\omega + B \operatorname{sen}\omega$ è l'equazione polare di un circolo, paragonabile alla

$$\xi = \varrho \operatorname{sen}(\delta + \omega) = (\varrho \operatorname{sen}\delta) \cos\omega + (\varrho\cos\delta) \operatorname{sen}\omega$$

dove le costanti, se si indica con ϱ_1 l'eccentricità del nuovo eccentrico

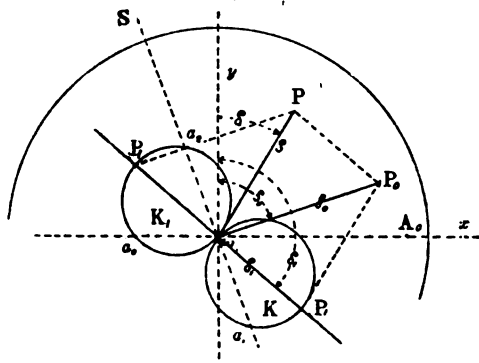



Fig. 573ª.

ideale rappresentato dall'equazione polare, e con δ_1 il relativo angolo di precessione angolare, sono:

$$A = \varrho_1 \operatorname{sen}\delta_1 = \varrho_0 \operatorname{sen}\delta_0 - \varrho \operatorname{sen}\delta \quad B = \varrho_1 \cos\delta_1 = \varrho_0 \cos\delta_0 - \varrho\cos\delta. \quad (12)$$

I valori di ϱ_1 e di δ_1 (quadrando prima e sommando le due relazioni, e dividendole poi) sono

$$\varrho_1 = \sqrt{\varrho^2 + \varrho_0^2 - 2\varrho\varrho_0 \cos(\delta_0 - \delta)}; \quad \operatorname{tang}\delta_1 = \frac{\varrho_0 \operatorname{sen}\delta_0 - \varrho\operatorname{sen}\delta}{\varrho_0\cos\delta_0 - \varrho\cos\delta}. \quad (13)$$

Del resto, a determinare nel diagramma polare il circolo dell'eccentrico ideale i cui raggi vettori dànno il valore di ξ_1 per le corrispondenti posizioni della manovella si procede come appresso: (fig. 573ª).

Conducansi i raggi ωP e ωP_0 corrispondenti agli eccentrici del cassetto e della piastra di espansione. Si costruisca su ωP e ωP_0 il pa-

rallelogrammo $\omega P P_0 P'$. Sarà $\omega P_1 = \varrho_1$ valore della eccentricità ideale, come risulta dall'equazione (13). Si prolunga poi ωP_1 superiormente di eguale lunghezza costruendo un secondo parallelogrammo con diagonale ωP, e si tracciano i circoli K e K_1. Per una posizione qualunque ωS della manovella, lo spostamento relativo è

$$\omega a_2 = \omega a_1 = \xi_1 .$$

Questo spostamento sul circolo inferiore K è al di là del raggio, cioè ωa_2, di segno contrario ad ωa_1. Ora la mezzeria della piastra, pel senso di moto $A_0 S$ della manovella, sta di ωa_1 od ωa_2 a destra della mezzeria del cassetto; possiamo assumere in genere valori di ξ_1 sul circolo superiore K_1 od inferiore K, limitando i raggi al centro, ed intendendo che la porzione dei medesimi intercetta sul raggio rappresentti in grandezza assoluta valori di ξ_1 rispettivamente positivi e negativi. Così, per la manovella nella posizione ωP_0, il raggio taglia direttamente K ed i valori intercetti di ξ_1 sono negativi, cioè si ha di quanto la mezzeria della piastra è spostata a sinistra della mezzeria del cassetto. Il circolo K rappresenta spostamenti a sinistra, K_1 a destra: *K è fatto su un parallelogrammo la cui diagonale è ϱ_0, K_1 su parallelogrammo la cui diagonale è ϱ.* In ogni caso si può valersi d'un circolo solo senza limitare i raggi al centro, e precisamente il superiore K_1, avvertendo *che le lunghezze intercette su esso lungo il raggio sono di segno contrario a quelle intercette nel prolungamento del raggio.*

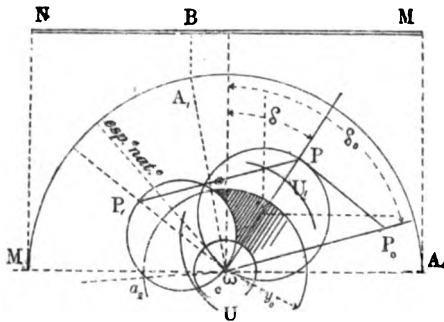



Fig. 574.

Per questa distribuzione tipo, e per quelle che ne derivano, si osservi:

1.° La piastra di espansione deve muoversi in modo che, chiusa la luce del cassetto, questa non possa essere riaperta finchè il bordo del cassetto non abbia daccapo rinchiusa la luce a; e, per sicurezza, quando questa abbia oltrepassato lo spigolo di a di $4 \sim 5$ m/m; cioè si trovi ancora spostato di $e - 4 \sim e - 5$ m/m.

2.° Perchè si abbia la precessione lineare all'ammissione v, occorre che il condotto di passaggio nel cassetto sia aperto, quando $\xi = e$, e per maggior sicurezza quando $\xi = e - 2 \sim e - 3$ m/m.

Tornando ora alla fig. 573ᵃ, noi possiamo procedere al tracciamento in questa maniera. Perchè l'espansione cominci, per esempio a sinistra, la piastra dovrà spostarsi a sinistra, rispetto al cassetto, di γ, in grandezza assoluta.

Fig. 574. Sieno dati $OP = \varrho$ e δ, nonchè $\omega P_0 = \varrho_0$ e δ_0, ($\delta_0 = 60 - 80°$, nel caso di inversione di moto $\delta_0 = 90$) e si conduca il circolo ωP_1 i cui raggi vettori sono i valori di ξ_1 per le relative posizioni della manovella.

Vogliasi l'espansione per manovella in A_1 (corsa MB); si determina γ, che dicasi $\gamma_0 = L - l$, colla $A_1\,\omega$ e cioè $\omega\,a_1 = L - l = \gamma_0$. Conducasi il circolo di raggio e e quello di raggio γ_0. La piastra chiude la luce sulla $\omega\,a_1$ prima della espansione naturale del cassetto: la riapre solo in $\omega\,a_2$ cioè senza alcun pericolo che la luce possa essere riaperta prima di fine corsa. Nei casi dubbi si condurrà (per verifica) la linea dell'espansione naturale tracciando il cirçolo $e - 4^{m}/_{m}$, come si è osservato sopra, invece che con raggio e.

Gli elementi diversi di questa distribuzione potranno regolarsi variandoli fra loro in modo da soddisfare al grado di espansione voluto. E cioè: coll'aumentare δ e scemare γ, si possono ottenere gradi d'espansione diversa.

L'ampiezza a_0 della luce si farà $= a + n$, se n è la quantità di cui il cassetto oltrepassa la luce dello specchio. Alle piastre si ponno dare

Fig 575[1, 2].

anche forme diverse, vedi fig. 575[1, 2]. Nel 1.° caso, come al tracciato ordinario, l'eccentricità della piastra precede quella del cassetto; nel 2.°, avvenendo l'apertura in senso inverso, lo sussegue. Può anche la luce sul cassetto sotto la piastra essere frazionata, e della piastra pure, con disposizioni raramente usate, al solo scopo di far avvenire l'espansione e l'ammissione con maggior rapidità.

17. Distribuzioni a piastra di espansione con espansione variabile. — Il sistema precedente dà una espansione fissa: se questa vuolsi variabile, e per di più comandata dal regolatore, occorre:

1.° O variare l'eccentricità dell'eccentrico della piastra di espansione, quindi la corsa;

2.° O variare la precessione angolare (questi due mezzi si usano il più spesso insieme);

3.° O variare il valore di $L - l$ e cioè di γ^0, aumentando o diminuendo la distanza fra i bordi estremi della piastra di espansione.

Se mediante le variazioni di ρ_0 e δ_0 il centro di P_1 (fig. 574) si muove su una curva U, il centro del circolo polare P_1 si muoverà su una curva U_1 la cui giacitura, rispetto alle coordinate del centro di P, è la stessa di quella di U rispetto alle coordinate di ω.

Coi sistemi da noi indicati ai n^i. 9 e 10 per variare nelle distribuzioni a cassetto semplice il valore δ_0, o di ρ_0 e di δ_0 insieme (eccentrico di espansione) possono ottenersi con piastre semplici, a mezzo del regolatore, gradi di espansione variabili. È sistema adottato in macchine a vapore veloci, comandando col regolatore l'eccentrico di espansione, od il glifo agente sull'asta di questo, allo scopo di evitare i difetti dei sistemi ad espansione variabile con un solo eccentrico, e cioè le compressioni eccessive.

La fig. 576 ci dimostra come, con un glifo, sia variata la corsa dell'eccentrico di espansione $O\,E$.

Altra disposizione dello stesso meccanismo si ha nella fig. 577, nella quale, col mezzo del glifo *HG* si modifica la corsa della piastra di espansione *BB* mobile sul cassetto *AA*. La figura rappresenta il caso della corsa massima della piastra di espansione; la manovra del corsojo è fatta col mezzo dell'articolazione *IJ*. Il cassetto principale agisce come se non esistesse cassetto di espansione, e determina la espansione minima; il cassetto corrispondente all'espansione variabile costituisce un meccanismo addizionale che può produrre un grado di espansione più prolungato di quello concesso dal cassetto. La distribuzione deve essere così proporzionata che l'ammissione possa essere per intero soppressa. Le proporzioni si determinano così (fig. 578): L'asse è in *O*; si trac-

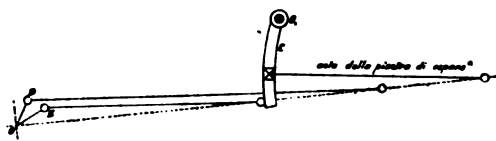



Fig. 576.

ciano i diametri normali *AC*. *BD*. Si ammette che le posizioni estreme di variazione dell'espansione siano per la manovella in *OF* ed in *OB*. Conducasi un circolo di raggio $OE = 5$, eccentricità. L'eccentricità è in *OE*

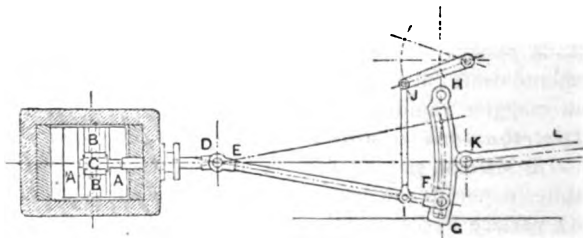



Fig. 577.

quando la manovella è in *OA*. Facciasi *EG* eguale allo spostamento minimo del cassetto di espansione sul dorso del cassetto principale, il che determina la posizione dell'eccentrico di espansione il cui centro si dovrà trovare sul raggio *OH* che passa per *G*. *OI* è il ricoprimento del cassetto principale. La *EI* taglia *OH* in *P*, e dà la posizione del centro dell'eccentrico di espansione su *OH* ed il raggio di eccentricità corrispondente che permette d'ottenere la chiusura della luce al momento in cui lo stantuffo sarà al punto morto: ciò che si vuole. La linea *RFS* condotta da *R* per *E*, che taglia *OH* in *S* dà la porzione che sarebbe occupata dal centro di un eccentrico capace di una corsa che corrisponde al grado massimo di espansione voluto, cioè che produce chiusura colla manovella in *OF*. Inseriscasi ora il glifo fra cassetto ed eccentrico; questo dovrà essere tale che la corsa della piastra di espansione possa variare fra il massimo ed il minimo richiesti. Il raggio dell'eccentrico potrà essere qualsiasi se articolato in punto conveniente del glifo, ma la precessione è determinata dalla direzione di *OH*. Il cassetto stesso dovrà

avere lunghezza tale, che per la corsa minima le luci sieno coperte quando la manovella è in *O F*. Quando, la corsa del cassetto sarà massima, le luci del cassetto di distribuzione saranno aperte per tutta la corsa.

Per tracciare il glifo conducasi (fig. 579) l'asse *A B* che passa pel centro *O* dell'albero. L'articolazione della biella del cassetto sull'asta è in *C*. Pongasi *D F* normale a *A B*, e nel luogo ove si vuole collocare il glifo determinisi il punto di sospensione *F* e le estremità *G*, *F* del glifo, di modo che sia: $EG:EF:FG$ (fig. 579) $= HS:HP:PS$ (fig. 578); i punti *F* e *G* corrispondono rispettivamente alla corsa massima e minima ed i punti intermedi del glifo a corse ed a gradi di espansione intemedi.

Se l'eccentrico calettato in *O* agisce sul glifo in *H*, l'eccentricità dovrà essere eguale alle semicorse del cassetto quando il glifo è in tal punto. *C D* e *C G* dànno le pressioni estreme della biella del cassetto e *F b* è l'angolo di oscillazione L'asse della scanalatura del glifo è rappre-

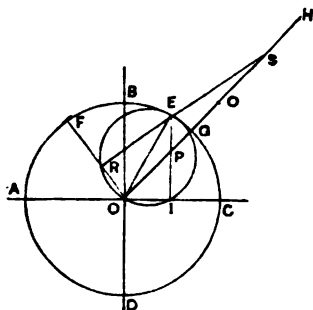
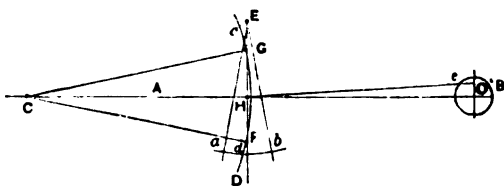



Fig. 578. Fig. 579.

sentato in *C H d*; la biella è in *e H*. Lo spostamento del corsojo può farsi a mano o col regolatore.

È pure nota la recente disposizione *Oerlikon* poggiante sul principio di variare con regolatore applicato all'eccentrico i valori di δ_0 e ϱ_0. La distribuzione consta di due cassetti cilindrici equilibrati, l'uno mobile dentro l'altro; l'asta del cassetto interno passa traverso l'asta del primo foggiata a tubo come a fig. 580[2]; ciascuno dei due cassetti è manovrato da un eccentrico; ma l'eccentrico che comanda il cassetto interno d'espansione ha l'eccentricità e l'angolo di calettatura variabili, mediante un regolatore centrifugo della forma indicata per le motrici veloci. Questo tipo di espansione variabile, applicato ai robinetti oscillanti, è frequente nelle motrici americane (vedi appresso). Con altra disposizione dello stesso costruttore rappresentata colla fig. 580[1, 2] si hanno ancora cassetto e piastra di espansione cilindrica equilibrati, i cui eccentrici sono entrambi e contemporaneamente comandati da un regolatore centrifugo del tipo studiato a N. 9, allo scopo di variarne insieme l'angolo di calettatura.

Nella distribuzione Thompson-Buckeye (fig. 581) si hanno ancora due cassetti, l'uno di distribuzione e l'altro di espansione. Il vapore fresco entra in *D*, attraversa i condotti *a a* e gli stantuffi *F F* passando allo interno della capsula a cassetto *B B*. Entra nel cilindro fra gli orifici *b b* che ven-

gono a coincidere alternativamente colla luce di ammissione all' estremo del cilindro. Il meccanismo di espansione si compone di due leggiere piastre *c c* collegate rigidamente, disposte nello interno dei cassetti di distribuzione, e manovrate da asta di eccentrico *g* interna all'asta cava *C* del cassetto principale. Le piastrelle ricoprono alternatamente a tempo opportuno gli orifici di ammissione; lo scarico si effettua all'esterno del cassetto in *G*, come indica la freccia. Il cassetto d'espansione è manovrato da

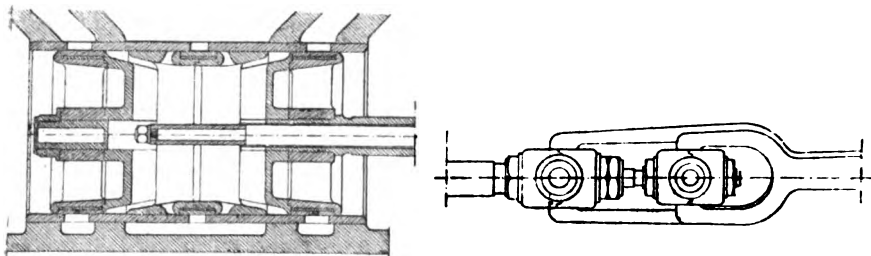



Fig. $580^{1 \cdot 2}$.

un eccentrico collocato sull'albero motore, la cui calettatura è controllata dal regolatore, del tipo come alla figura data al n.° 9. Modificando l'angolo di precessione si muta il punto di chiusura delle luci e quindi il grado di

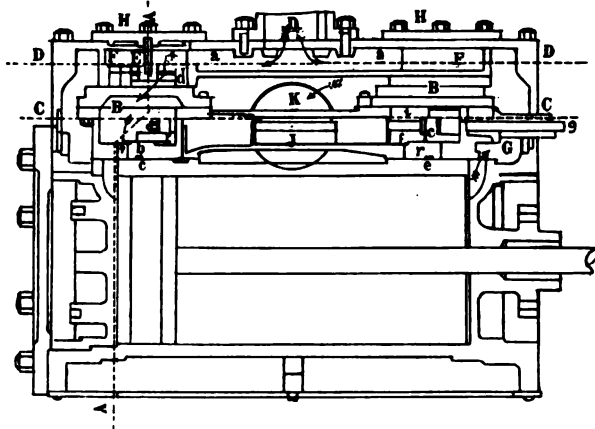



Fig. 581.

ammissione. La corsa dei cassetti, per essere invariata l'eccentricità, resta invariabile, ed il cassetto di espansione giunge in genere a chiudere le luci al momento in cui la velocità relativa è più elevata, ciò che diminuisce la laminazione di vapore, e prolunga la espansione di più sulla adiabatica; inoltre la invariabilità della corsa produce logoramento uniforme dello specchio.

Più diffusi e noti nelle motrici di media potenza sono i sistemi a piastra d' espansione dove la variabilità è ottenuta col variare la lunghezza $L - l$ della fig. 573^1.

La distribuzione Meyer (1842) è il capostipite di questi sistemi. La piastra di espansione è divisa in due parti, collegate dall'asta del relativo eccentrico filettata in sensi contrari, per modo che, mediante rotazione di essa in un senso o nell'altro, le due piastre (ciascuna delle quali serve alla chiusura della luce che le è prossima) si allontanano o si avvicinano modificando il valore di y nelle fig. $573^{1 \cdot 2}$. Le piastrine sono guidate sui fianchi parallelamente alla direzione del moto, e spesso premute dall'alto con molla.

Il moto delle piastre a vite ne rende difficile la manovra col regolatore. Nella Meyer (oggi conservata in rari esempi) la manovra si fa a mano; l'asta dell'eccentrico (fig. 582) prolungata fuori del cassetto ha scanalatura rettangolare n scorrente in un bossolo b filettato all'esterno. Col volantino v si fa ruotare bossolo ed asta per allontanare od avvicinare le piastre, senza alterarne il moto rettilineo; il collegamento dell'asta delle piastre e dell'asta d'eccentrico è tale da concedere alla prima un moto di rotazione rispetto alla seconda. Nel rotare del bossolo b, scorre la chioc-

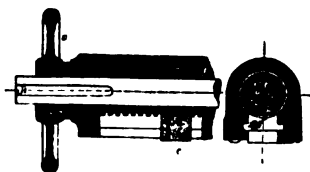
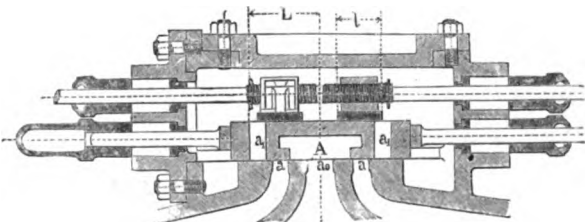



Fig. 582.

Fig. 583.

ciola c, portante un indice che dà il grado di espansione ottenuto (tanto maggiore, quanto maggiore è la distanza delle due piastre).

Lo studio della distribuzione discende da quanto si è detto più sopra per la piastra di espansione semplice.

Sia z la distanza variabile fra le piastre; fissata la eccentricità dei due eccentrici e gli angoli di calettatura, la quantità di cui la luce è aperta, per cassetto e piastre nella loro prossima media, è

$$y_0 = L - l - {}^1/_2\, z;$$

per una posizione qualsiasi reale rispettiva in cui gli spostamenti dalla posizione media ξ e ξ_0, sono tali che $\xi_1 = \xi_0 - \xi$, sarà la distanza fra lo spigolo esterno di una delle piastre e lo spigolo esterno del condotto praticato nel cassetto

$$L - l - {}^1/_2\, z - \xi_1;$$

e comincerà l'espansione dalla parte considerata, quando tale quantità sia nulla, cioe

$$\xi_1 = L - l - {}^1/_2\, z.$$

(I simboli riferiti alla fig. 583.)

Si disegna il diagramma come alla fig. 573 precedente (fig. 584). Tracciansi, come sopra, i circoli K e K_1 del movimento relativo, ed il circolo dello sporto esterno. I due circoli K e K_1 dànno coi raggi vettori i valori di ξ_1; si può anche considerare uno solo dei circoli del moto relativo, purchè si ricordi che i raggi vettori contati sul prolungamento del raggio di manovella sono di segno contrario a quelli contati lungo il raggio.

Dove il circolo di raggio

$$\xi_1 = L - l = {}^1/_2\, s,$$

a centro ω, incontra i circoli del movimento relativo, ivi si avrà chiusura della luce di ammissione e riapertura. Conducansi diversi di questi circoli in posizioni determinate. Evidentemente, il valor massimo di ξ_1 si ha per $\xi_1 = \varrho_1$, nel qual caso il circolo

Fig. 584.

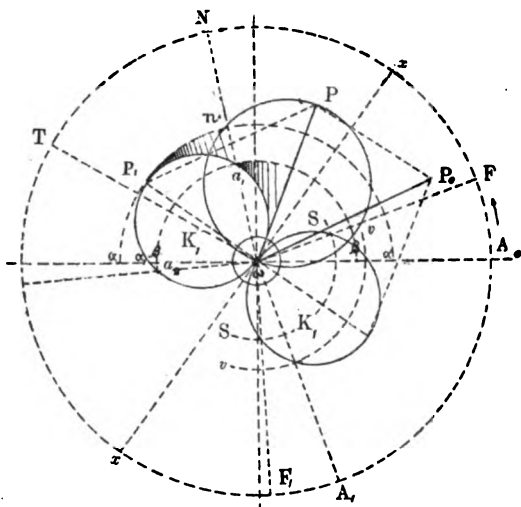
$$L - l - {}^1/_2\, s = \varrho_1$$

è cioè un circolo $\alpha\,\alpha$, tang in P_1 al circolo K_1; si ha allora, per dati eccentrici, il massimo della ammissione; tale massimo corrisponde al minimo valore di ${}^1/_2\, s$, e Zeuner propone di fare in tal caso il minimo $s = 0$ e di tracciare il circolo tangente a K_1 con raggio $L - l$.

Ma, per evitare, come avverrebbe nella posizione P_1 della figura, che la luce di ammissione appena chiusa si riapra, e abbia luogo nuova ammissione non essendo arrivato il cassetto alla posizione dell'espansione naturale $\omega\, T$, si farà coincidere $\omega\, P_1$ con $\omega\, T$, nel qual caso si ha il massimo assoluto di ammissione possibile e questo, col medesimo δ_0, sarà

$$\omega\, P_1 = L - l.$$

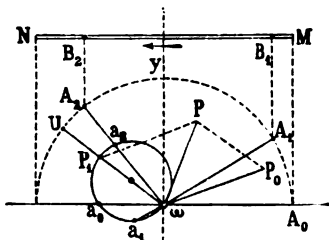
Per il circolo $\beta\,\beta$ corrispondente ad un nuovo valore di s, e cioè con raggio $L - l - {}^1/_2\, s$, il principio dell'espansione avviene in a_1 sul raggio $\omega\, N$; la riapertura in a_2 senza pericolo; il condotto di passaggio del cassetto non funzionando più da quella parte. Se $L - l = \omega\, P_1$, sarà, per la posizione $\omega\, N$, ${}^1/_2\, s = a_1\, n$.

La $x\,x$ perpendicolare ad $\omega\, P_1$ divide il circolo della manovella in due parti. Per manovella in $x\, N\, T\, x$, e per i vari valori di s, il principio dell'espansione e la riapertura della luce sono dati dai raggi sul circolo K_1 — per la porzione $x\, A_0\, x$ dai raggi di manovella su K_1 ovvero sul

prolungamento in K_1. Così per un z cui corrisponda $L - l - {}^1/_2 z$ sul circolo SS, la chiusura della luce avviene in ωF, e la riapertura in ωF_1. Infine, per una mmissione nulla, cioè per espansione sul raggio ωA_0, (e quindi col massimo z) il circolo vv passerebbe pel punto in cui ωA_0 incontra K, la luce chiusa al punto morto in ωA_0 si riapre in ωA_1. Lo stesso si concluderebbe, se, invece di considerare K, si considerasse il circolo K_1, avendo però riguardo alle porzioni intercette sui raggi prolungati. Essendo fissato $L - l = \varrho_1$, per l'espansione nulla, sarebbe

$${}^1/_2 y = L - l - (-\xi_1) = \omega \alpha + \omega \alpha_1 .$$

Da quanto si è detto, risulta il *processo pratico a seguire per tracciare una tale distribuzione.* Si traccia il cassetto aggiungendo lateralmente i due condotti passanti di larghezza $a + n = 1.15\,a \sim 1.25\,a$. Per le piastre di espansione, viti relative, ecc., si procede come segue: Fatta la costruzione della fig. 585 pel cassetto semplice, determinando la ωP, si conduce per ω una retta ωP_0 inclinata di $60^\circ \sim 80^\circ$ sopra ωy, (90° se la distribuzione è a inversione di moto) e si taglia in P_0 colla PP_0 parallela ad ωU. Si ottiene $\varrho_0 = \omega P_0$ e $\delta_0 = y \omega P_0$. Condotta PP_1 parallela ad ωP, si descrive il circolo K_1 di diametro ωP_1. Si fissano quindi su MN (corsa dello stantuffo) le frazioni di corsa MB_1 ed MB_2 della minima e massima ammissione che si vuole ottenere mediante variazione di z, e si conducono i raggi ωA_1 ed ωA_2 che tagliano il circolo ωP_1 nei punti $a_1 a_2$ (stabilendo che l'ammissione debba variare fra zero della corsa e la posizione ωU della manovella: ai punti a_1 ed a_2 corrisponderebbero i punti P_1 ed a_2). Misurate le lunghezze ωa_1 ed ωa_2 e detta z_1 la minima distanza fra le piastre corrispondente alla massima ammissione, e z_2 la massima distanza corrispondente all'ammissione minima, sarà

Fig. 585.

$$\omega z_2 = L - l - {}^1/_2 z_2 \quad \omega a_1 = \pm (L - l - {}^1/_2 z_1) \qquad (14)$$

$\pm$ a seconda che ωa_1 sia intercetto sul raggio o nel prolungamento di questo.

Si fissa a priori il valore di z_1 che può farsi piccolissimo ed anche nullo. Dicasi d la differenza $\omega a_2 - \omega a_1 = d$ (ωa_1 deve avere il proprio segno, onde questa differenza diverrà somma se ωa_2 e ωa_1 sono di segno contrario); sarà quindi $z_2 = z_1 + 2d$. Con che si fissa la lunghezza delle vite.

Per trovare i valori L ed l, messi il cassetto e le piastre nella posizione di mezzo, importa provvedere a che, nella corsa da un lato, la luce di passaggio del cassetto non trovisi mai smascherata posteriormente; e cioè, detta a la larghezza della luce, y_0 la distanza fra il bordo della piastra ed il bordo della luce,

$$\omega P_1 < l + y_0 - a < L - {}^1/_2 z_2 - a$$

cioè

$$L \text{ non } < \omega\, P_1 + {}^1/_2\, z_2 + a. \tag{15}$$

Dato L si trova l dalla

$$l = L - {}^1/_2\, z_1 - \omega\, a_2\,. \tag{16}$$

Col valore di L si stabilisce la posizione delle luci sul dorso del cassetto la lunghezza della vite, ecc.

Senza differenza alcuna nel tracciamento, le piastre Meyer possono usarsi con cassetti divisi, allo scopo di scemare l'effetto degli spazi nocivi (fig. 586). Le piastre Meyer si usano anche per macchine potenti con luci di passaggio multiple.

La disposizione Meyer originaria permette solo di modificare a mano il grado di espansione; ma non

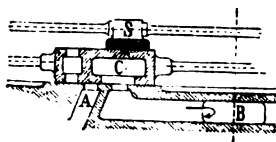



Fig. 586.

Fig. 587¹.

a mezzo di regolatore automatico. La soluzione di questo problema ha dato luogo a molte ingegnose disposizioni, di cui la più parte rimaste senza

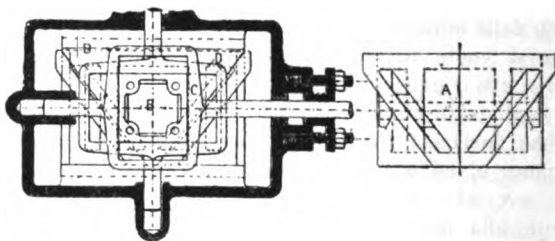



Fig. 587².

risultato pratico, causa la complicazione degli organi e le resistenze aggiunte, contrarie alla sensibilità del regolatore. Accenniamo solo a due esempi di questi sistemi, che la trasformazione ideata da Rider ha poi fatto definitivamente abbandonare.

Tra le più semplici è la distribuzione *Dack* (fig. 587¹). Le luci di passaggio sono spostate dalla mezzeria; le piastre di espansione (equilibrate) sono unite a due aste a ed a_1 collegate alle biellette b e b_1 articolate alla tripla leva $e\,d$, di cui il capo e è comandato dall'asta f del regolatore, ed il centro di rotazione è unito all'asta dell'eccentrico di espansione. Con abbassamento od innalzamento del punto e le piastre di espansione si allontanano o si avvicinano.

Nella distribuzione Eric-Ewerhardt (fig. 587²) si ha una piastra trapezia. Le luci di passaggio nel cassetto A, normali all' asse nella parte che si applica al cilindro, sono nella parte superiore inclinate, inclinazione seguita dalla piastra trapezia di espansione sostituita alle due pia-

stre Meyer. Il moto di *B*, normale all'asse del cilindro, produrrà il medesimo effetto come se le piastre Meyer fossero mosse con viti. La manovra è fatta dal regolatore all'esterno, collo spostamento del telaio *D* guidato dentro il telaio *C* che fa parte dell'asta di eccentrico.

Ma la disposizione classica è data dalla distribuzione *Rider* che non differisce nel principio dalla Meyer, ma ne ha reso possibile la manovra facile col regolatore. Se si immagina la piastra di espansione trapezia della fig. 587 avvolta su superficie cilindrica, e il dorso del cas-

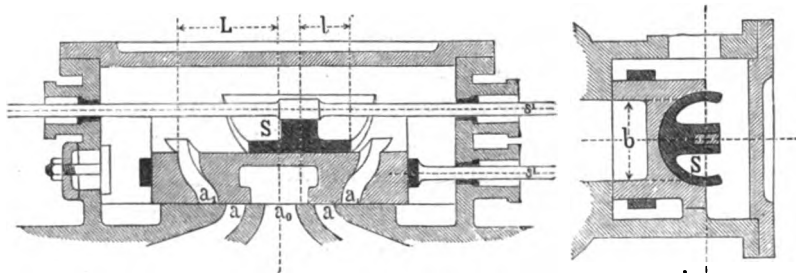
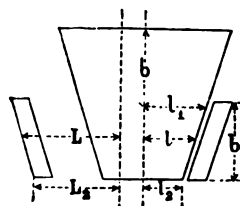



Fig. 588[1·2].

setto formato con superficie cilindrica di egual raggio, cava, si ha senz'altro la distribuzione Rider, quale è rappresentata nella fig. 588[1·2·3]. La piastra di espansione *S* formata a tubo od a porzione di tubo a guisa di tegolo, potrà, con semplice rotazione dell'asta δ' (comandata dal regolatore) di un angolo più o meno grande, fornire i diversi gradi di ammissione. Occorre perciò che la biella del regolatore si attacchi all'estremo di una leva montata sull'asta dell'eccentrico in modo che ne permetta il moto rettilineo alternativo, ma che la obblighi a girare sull'asse in seguito agli spostamenti del regolatore.

Fig. 588[3].

Riferendoci al tracciamento Meyer, basterà indicare la costruzione pratica. Si fissano l'eccentricità e l'angolo di calettatura dell'eccentrico di espansione e di distribuzione, come al sistema Meyer; eseguito poi il tracciamento della figura, si determinano ωa_1, ωa_2, d e si fissa la obliquità delle luci sullo *sviluppo* della faccia superiore del cassetto; resta allora determinata la semidistanza minima L_2 fra gli orli estremi delle luci, e si prenderà la minima semilarghezza della piastra sviluppata (massima ammissione) colla $l_2 = L_2 - \omega a_2$. Si cerca poi sul disegno il punto in cui la semilarghezza è $l_1 = l_2 + d$ (minima ammissione). Portando al di là di questo punto la lunghezza b delle luci di ammissione, si ha lo sviluppo completo in piano della piastra, cui si dà agli estremi un piccolo aumento per assicurare in ogni posizione la chiusura delle luci. È buona regola che il raggio della superficie cilindrica di contatto si determini in modo che l'angolo sotteso dalle luci nel senso della larghezza, al centro, sia maggiore di 180°. Fissato il raggio si dedurrà ancora dalla costruzione l'angolo di cui il tegolo deve ruotare per fornire i gradi estremi di am-

missione. La manovra del sistema di espansione, già facile, viene agevolata se si fanno la cassetta e la piastra d'espansione equilibrate, come ne è esempio la fig. 589[1]. A diminuire gli spazi nocivi, anche le piastre Rider possono essere separate in due, come ne è esempio la fig. 589[2].

Ecco, secondo Thurston, le proporzioni che la pratica ha ritenuto più convenienti per gli organi di una distribuzione Meyer e Rider, assunto come unità il diametro del cilindro e fatto il medesimo eguale a 1000.

Diametro del cilindro	1000
Ricoprimento esterno del cassetto principale . . .	18
„ interno	8
Precessione angolare dell'eccentrico di espansione .	15°
„ „ „ di distribuzione	68°
Eccentricità dell'eccentrico di espansione	80
„ „ di distribuzione	100
Larghezza degli orifici del cilindro	70
Lunghezza della luce del cilindro allo scarico. . .	85
Larghezza dell'orificio di scarico	100
Larghezza dei condotti del cassetto.	75
Lunghezza delle piastre	230

Di altre forme di distribuzioni con piastre di espansione comandate da eccentrico, nelle quali, per ottenere la espansione agisce lo spi-

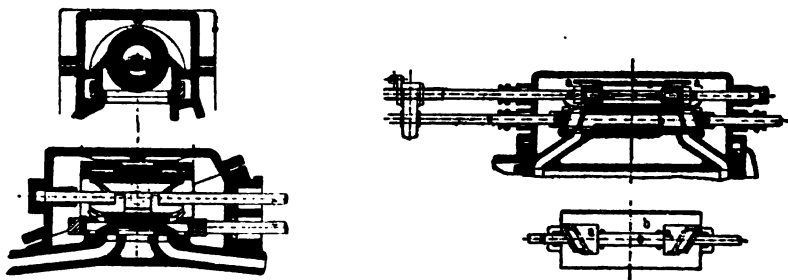



Fig. 589[1]. [2].

golo interno della piastra, o nelle quali le due luci di passaggio sboccano sul dorso del cassetto in una luce unica centrale, noi non ci occupiamo perchè di raro uso.

18. Altre distribuzioni ad espansione variabile con piastre di espansione, ad uno o due eccentrici. — 1.° *Distribuzione Farcot* (fig. 590[1, 2]). Nota fino dal 1838 ed oggi quasi abbandonata, è costituita di un cassetto ordinario e di una piastra di espansione mobile sul suo dorso. L'eccentrico è uno solo e manovra il cassetto, il quale trascina seco nel moto la piastra sovrapposta, mantenutavi aderente da molla e dalla pressione del vapore. Cammini il cassetto A verso destra dalla sua posizione media; esso apre il condotto a trascinando la piastra di espansione $B B_1$. Ma

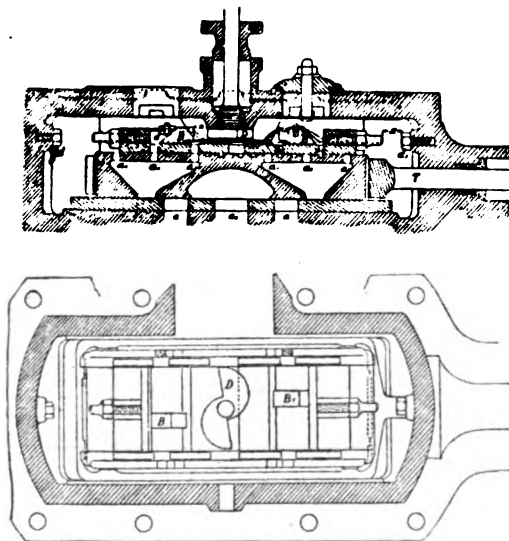
dopo un dato percorso, la punta B urta contro l'eccentrico curvilineo D, la piastra rimane ferma, le luci a_1 si chiudono perchè il cassetto continua il proprio moto; a questo punto avrà luogo l'espansione alla sinistra. Nello stesso tempo, la piastra B_1 che aveva chiuso gli orifici nella corsa precedente urta contro lo sporto d_1 sulla parete del cassetto, e ponesi in posizione tale che, quando il cassetto A è all'estremo di corsa e comincia il ritorno, ha i proprii fori corrispondenti a quelli della piastra d'espansione, in guisa che questa, trascinata dal primo, permette la introduzione del vapore alla destra del cilindro. L'urto di B_1 contro la camma D riproduce le fasi della parte opposta.

Variasi l'espansione col far girare D per modo che esso presenti agli sporti B e B_1 raggi minori o maggiori. Se il raggio per esempio è maggiore, la fase di espansione sarà prolungata. La rotazione di D può farsi a mano o, con tutta facilità, a mezzo del regolatore. La figura presenta tre luci sul dorso del cassetto; ed è disposizione usata anche con maggior numero per macchine di forti dimensioni; per piccole macchine la luce può essere anche una sola. Nel primo caso la larghezza è

Fig. 590[1, 2].

$$3 a_1 = 1.25\ a \sim 1.40\ a,$$

Una tale distribuzione non può dare i limiti d'espansione estremi della Meyer; si può avere ammissione nulla; ma la massima deve sempre essere inferiore alla semicorsa dello stantuffo. Le piastre infatti hanno moto dal cassetto e la massima ammissione si ha solo quando, per il massimo spostamento della mezzeria del cassetto (eguale al raggio ϱ dell'eccentrico), le piastre B e B_1 abbiano appena ricoperte le luci a_1. Ora questo avviene per un angolo percorso alla manovella di $90 - \delta$. Ecco perchè ad aumentare l'ammissione si tiene piccolo il valore di δ ($\delta = 8° \sim 12.°$). Per assicurare la chiusura nella massima ammissione si dovrà ottenerlo per uno spostamento del cassetto $= \varrho - 4$ m/m; ordinariamente le ammissioni variano fra zero ed $^1/_2$ della corsa.

Traccisi la distribuzione con cassetto ad una sola luce; la costruzione non varia per tre o più luci (fig. 591[1, 2, 3]). Nel diagramma, sia $OD = \varrho$, e δ la precessione angolare. Se l'espansione deve avvenire al più tardi ad uno spostamento $\varrho - 4 = OF$, conducasi il circolo di raggio OF e l'espansione avverrà nella posizione $O\,1$ della manovella, in M. Se

la luce è una sola, a_0, lo strozzamento comincia in P; se divisa in 3, lo strozzamento comincia solo in N. Ma considerisi solo il primo caso. Venga il cassetto dalla estrema posizione di destra al mezzo; S_1 abbandona α_1 e la piastra a sinistra l'eccentrico a cuore H. Finchè non si è verificato contatto con H, gli spostamenti $r\,r_1$ e $\mu\,\mu$ sono eguali. Se u è la quantità di cui la piastra ricopre la luce di introduzione a, dovrà essere

$$\mu = r - (u + y)$$

dove $u + y$ è la grandezza del moto relativo della piastra sul cassetto.

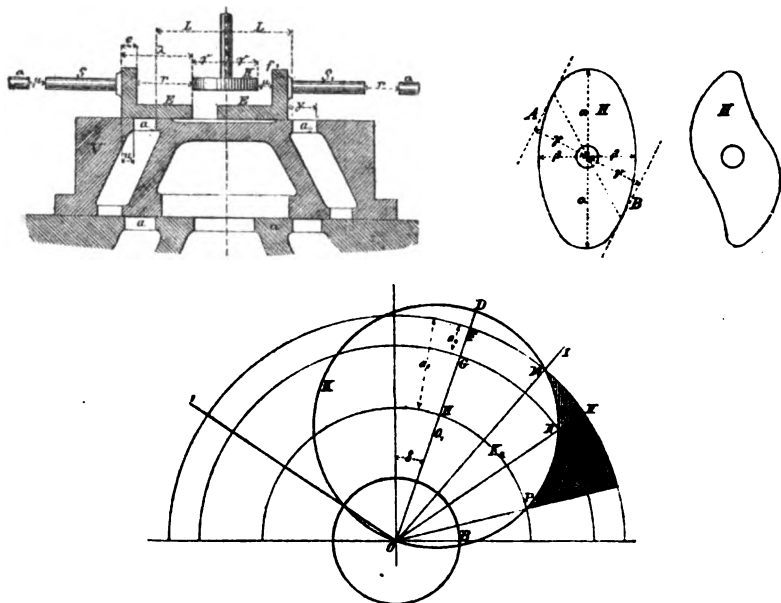



Fig. 591·2·3.

Se c è lo spessore dello sporto sulla piastra, $2y$ il diametro col quale H si presenta all'urto sarà

$$y + \mu + c + y - a = L$$

e posto per μ il valore $r - (u + y)$ sarà

$$y + r - u - y + c + y - a = L \text{ ed } y = L - r - c + a + u.$$

Se l'ammissione deve essere nulla (manovella al punto morto), per spostamento del cassetto $\xi = e + v$ la luce si deve chiudere. Sarà cioè il ricoprimento

$$u = u \text{ mass.} = r - e - v.$$

Onde risulta l'asse maggiore del disco a cuore

$$\alpha = L - r + c + a + u \text{ mass.} = L - c + a - e - v;$$

la massima ammissione si ha quando avviene l'urto della piastra contro

il disco a cuore sul diametro minimo β. Sarà $u = u$ min. $= -a$, e dalla superiore eguaglianza per γ risulta $\beta = L - r - c$. Prendesi λ tale che, per ammissione minima, non si abbia al di dietro riapertura della luce: si fa perciò $\lambda = u$ mass. $+ a + 10$ m/m. Se β, come d'ordinario, fosse dato, si fissa L colla $L = \beta + c + r$.

2.° *Distribuzione Hertay* (fig. 592[1·2]) derivata dalle Meyer e Farcot ad un tempo. Sul cassetto A, diviso, riposano le piastre B trascinate dal primo sottoponendo una parte della superficie, all'estremo, alla pressione del vapore scemata della pressione di scarico. Un secondo eccentrico dà alle piastre B moto intermittente; la sua asta C trascina un pezzo guidato D, su cui è fissato il quadro EE; dentro questo sta un cuneo F in due parti, a dolce scorrimento su e. La posizione di F è fissata dal regolatore. Le sbarre $b\,b$ dalle piastre di espansione passano liberamente traverso EE e portano i pezzi a aventi eguale inclinazione di F. La corsa

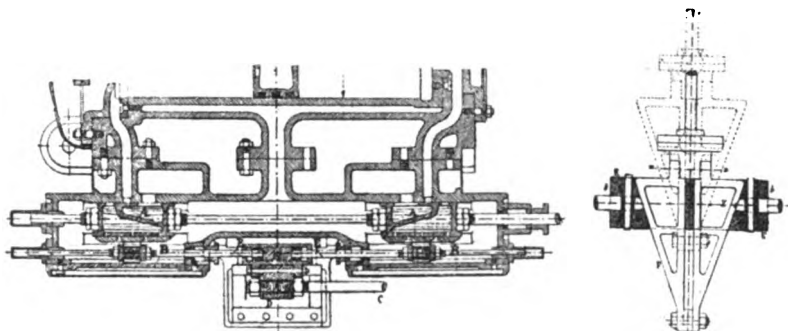



Fig. 592[1·2].

di E ed F è la stessa ed è costante. Le piccole facce interne di E, urtando all'esterno i pezzi $a\ a$, riconducono le piastre alla stessa posizione relativa, producendo l'apertura delle luci sul dorso del cassetto; al giro seguente la piastra sarà trascinata dal cassetto finchè il cuneo F urtando il pezzo a rinchiude le luci. Al punto più basso di F (regolatore aperto) la corsa della piastra è quella dell'eccentrico come nella distribuzione Meyer. L'espansione è variabile da zero ad un punto qualunque della corsa.

3.° La *distribuzione Bonjour* (fig. 593[1·2·3·4]) risolve il problema di ottenere le espansioni variabili con cassetto e piastra di espansione manovrati da un solo eccentrico ed a rapida chiusura. L'ammissione nel cilindro ha luogo con un cassetto diviso (fig. 593[1·2]), nel quale muovesi la piastra d'espansione equilibrata, entro cilindri di metallo duro: nel primo sono praticati 4 orifici circolari, di cui 3, per l'ammissione di vapore, vengono alternatamente aperti e chiusi dal cassetto d'espansione. Uno stesso eccentrico (fig. 593[3]) conduce i due cassetti; le loro aste A, B sono articolate ai punti $a\,b$ dello stesso collare; esso porta l'articolazione c collegata alla biella $c\,d$ all'estremo d'una leva codata $d\,e\,f$ oscillante sul perno fisso e, mentre il punto f è collegato al regolatore.

Se il punto d è fisso, al girar dell'eccentrico c oscillerà mantenendosi su arco di circolo a centro d, i punti $a\,b$ descriveranno curve facili

a tracciare per punti, che determineranno le corse e le posizioni rispet-

Fig. 593[1, 2].

Fig. 593[3].

tive dei cassetti. Se *d* è fisso, l'espansione è costante; ma se il punto *f* per l'azione del regolatore si sposta in (*f'*), *d* si sposta pure in (*d*) e l'arco di cerchio descritto da *c*, mutando posizione, cambierà l'ampiezza della corsa descritta da *a* e *b*, e cambierà il grado di espansione. Questo modo di distribuzione assai ingegnoso può dare ammissioni variabili di *o* a circa $^1/_8$

Fig. 593[4].

della corsa. La precessione all' ammissione del secondo cassetto è nulla. Se *O* è il centro dell'eccentrico ed *O* A_r l'eccentricità, si ponno trac-

ciare per punti le linee elittiche percorse dai punti *a b*; se, sul circolo dell'eccentrico, A_r corrisponde al punto morto avanti, ed A_r al punto morto posteriore, le curve di *a* e *b* sono disegnate nella fig. 593^4 essendo date la precessione all'ammissione e allo scarico v, v_1. La figura dà tre curve descritte per tre posizioni estreme: ammissione nulla, massima e media. Non entriamo nei dettagli del tracciato che la figura spiega a sufficienza.

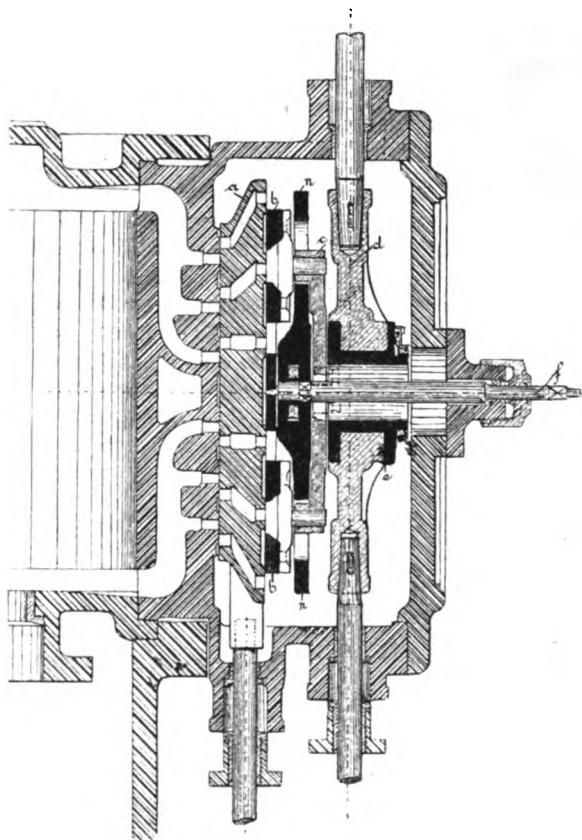



Fig. 594^1.

Per sapere in qual punto ha luogo l'espansione nelle tre posizioni, da un lato, basta sovrapporre l'estemità delle elissi di *a* e *b* facendo coincidere gli archi passanti per le posizioni di incrociamento corrispondenti ai punti morti; dove le linee corrispondenti si tagliano, si trova la posizione di manovella nella quale ha luogo il principio dell'espansione. Come vedesi dalla figura, è nulla per le curve *a b*, si trova a 0.18 di corsa per le curve a_1 b_1 a 0.44 per le curve a' b''.

Nella distribuzione *Aderhold* le aperture di introduzione e scarico sono disposte in doppio ordine, una vicina all'altra. Il cassetto *a* è perciò di doppia larghezza che non i cassetti comuni, la metà formando un cassetto chiuso (fig. $594^{1 \cdot 2}$) l'altra metà (fig. $594^{3 \cdot 4}$) un cassetto aperto pel

quale da luogo l'ammissione; su di esso scorre la piastra di espansione. Risulta da tale schema che l'asse della piastra di espansione è spostato rispetto a quello del cassetto principale. Il cassetto di espansione consta di due piastre *b* collegate, con due bielle *cc*, alla bussola *e*, e di quì all'asta del cassetto di espansione che si allarga nel mezzo a ricevere la bussola girevole. Così la piastra di espansione riceve moto dall'asta di espansione coll'intervento delle bielle *cc*. La bussola *e* può essere girata in modo da allontanare o avvicinare le piastre di espansione *bb*. Sulla mezzana di *e* passa l'asse *f* che gira sulla traversa *g* e riposa in una scatola a stoppa del coperchio del cassetto. Un doppio braccio *NN* con due glifi è fatto girevole sull'assa *f*. Le scanalature giacciono eccentriche rispetto al punto di rotazione e sono tali da venire all'interno a contatto col perno della piastra di espansione, e l'ampiezza è tale da permettere il libero gioco di andata e ritorno ai perni medesimi. All'esterno

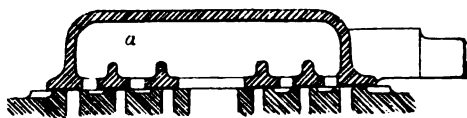
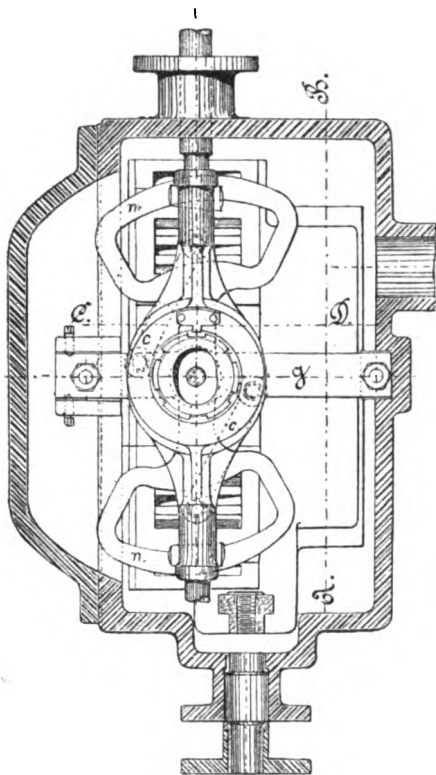



Fig. 594[2, 3, 4].

di *f* è una manovella, unita alla leva del regolatore, che, variando la sua posizione, produce la rotazione dell'asse *f* spostando quindi i glifi *nn*. In tale spostamento, dappoichè le scanalature sono eccentriche, i pezzi delle piastre di espansione risultano spostati in modo da modificare la posizione delle piastre e il grado di ammissione; in tale spostamento, per mezzo della biella *cc*, si verifica pure la rotazione della bussola *e*. La posizione ottenuta permane fino a che il regolàtore non l'abbia nuovamente allevata. Il regolatore in tale sistema non ha che a vincere una resistenza minima, in quanto essa si limita alla rotazione delle leve dei glifi.

19. Distribuzioni con cassetto e piastra di espansione in due camere distinte. Nella camera inferiore muovesi un cassetto comune comandato da eccentrico di raggio ϱ ed angolo di precessione δ: nella superiore una piastra di espansione mossa da eccentrico i cui elementi

sono ρ_0 e δ_0. Le più comuni disposizioni sono date dalla fig. 595[1, 2]. Nella prima agisce, per chiudere od aprire la comunicazione a_0 fra le due camere, lo spigolo esterno della piastra; per manovella al punto morto la piastra sarà spostata dalla posizione media di e_0 (ricoprimento) + v_0 (pre-

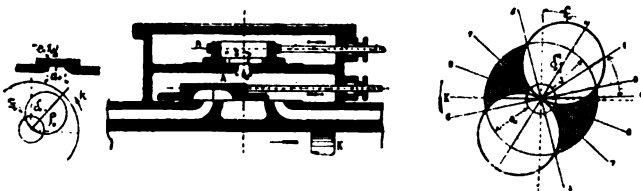
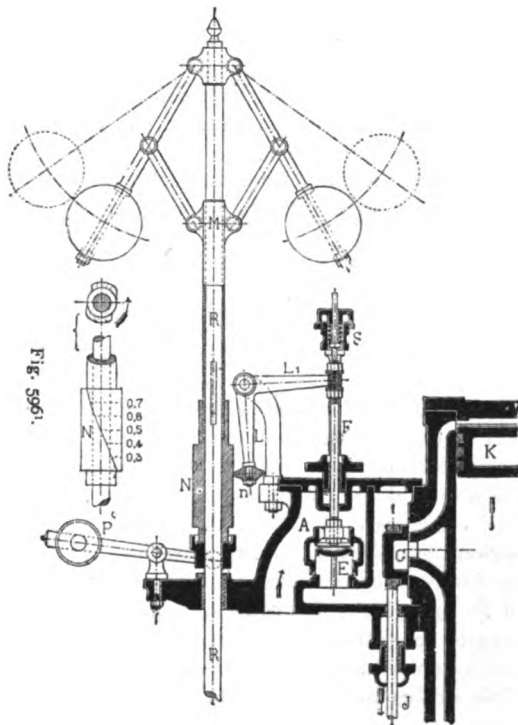



Fig. 595[1, 2].

cessione lineare all'ammissione); $\rho_0 = e_0 + a_0$; $sen\ \delta_0 = {}^1/\rho_0\ (v_0 + e_0)$, si traccia il diagono polare considerando il solo eccentrico di espansione. Dove il circolo ρ_0 incontra quello di raggio e_0, ivi comincierà l'espan-

Fig. 596.[2]

sione. Le variazioni di questa si ottengono coi sistemi ad eccentrico spostabile, a glifo, ecc. A diminuire ρ_0 converrà frazionare la luce unica in due o tre luci.

Nella seconda disposizione chiudono le luci gli spigoli interni della piastra *B;* il suo eccentrico è calettato a $90° - \delta_0$ avanti la manovella.

Nella media posizione di B, sia s lo spazio che deve percorrere lo spigolo 1 per coprire la luce a_0 in 2. Tracciato nel diagramma il circolo dell'eccentrico ϱ_0, (notisi la precessione angolare dipendente dal modo di chiusura della luce), e il circolo di raggio s, dove questo incontra il primo si avrà il principio dell'espansione. L'introduzione comincia nella posizione 6 della manovella, prima cioè del punto morto; sulla linea 7 la luce comincia a chiudersi; sulla linea 5 comincia l'espansione; l'espansione si rende variabile coi mezzi che permettono di aumentare δ_0 e diminuire ϱ_0.

Questi sistemi, poco usati, offrono il difetto di far partecipare all'espansione anche il vapore contenuto nella camera del cassetto di distribuzione, aumentando quindi lo spazio nocivo.

Il principio di queste distribuzioni ha avuta una certa diffusione sotto la forma di conservare il cassetto nella propria camera, e di far l'espansione col mezzo di una *valvola* comandata a tempo opportuno dal regolatore. Così dicasi del *sistema Meyer* (fig. 596[1-2]). La valvola di espansione E è aperta due volte in un giro della macchina e due volte lasciata ricadere a mezzo di una camma N doppia, i cui risalti sono terminati da un'elica sulla sua lunghezza (alquanto maggiore della corsa del regolatore) sospesa al manicotto del regolatore (il quale fa lo stesso numero di giri della macchina) e solidale nella rotazione coll'albero R. La valvola E è equilibrata; la molla S ne assicura la chiusura; la camma è disegnata per ammissione da 0.3 a 0.7 della corsa.

Verner ha voluto evitare l'aumento dello spazio nocivo col porre la valvola sulla cassetta di distribuzione, adoperando del resto sistema simile al precedente.

§ 5.

c) Distribuzioni a cassetto ad espansione variabile, con scatto.

20. Generalità sulla distribuzione a cassetto con espansione a scatto. — La larga diffusione ottenuta dai sistemi a scatto (v. appresso) ha indotto i costruttori ad applicare alle distribuzioni a cassetto gli organi di espansione chiudenti l'ammissione con uno scatto. Essi si proposero così: 1.° Di conservare alla distribuzione, come elemento fondamentale, la disposizione geniale del cassetto semplice; 2.° Di ottenere il principio dell'espansione con movimento a scatto, per evitare laminazione di vapore; 3.° Di far agire il regolatore in modo diretto sull'organo di espansione colla maggior sensibilità.

La chiusura rapida dell'ammissione diminuisce la perdita di pressione al principio dell'espansione; questa non costituisce però una perdita assoluta di vapore, come si indurrebbe dal semplice esame del diagramma; essa è in parte compensata dallo stato di maggior secchezza del vapore, per la diminuita pressione; per lo che scema il consumo *vero* di vapore nel caso di lenta chiusura.

La chiusura dell'ammissione con scatto, e mercè l'intervento del regolatore corrisponde agli stessi principii su cui riposano le numerose disposizioni Corliss e derivate. Gli organi di manovra dell'espansione sono

uniti fra loro mediante un innesto di tale natura che possa essere disgiunto in modo rapido e facile dal regolatore stesso. Questi organi, che possono essere resi così indipendenti dall'eccentrico, chiudono senz'altro (disgiunto l'innesto) le luci di ammissione sotto l'azione di una forza esterna (molla in tensione, peso sollevato, pressione di vapore, ecc.), sempre pronta ad agire. La distribuzione è così congegnata che, fatta avvenire l'espansione da una parte del cilindro, gli organi disgiunti si uniscono nuovamente, e la forza esterna viene rimessa in condizione da manifestarsi per la fase successiva.

Questi meccanismi applicati al cassetto semplice, non hanno però avuto, benchè se ne abbiano esempi recenti, grande diffusione.

21. Distribuzioni a cassetto con piastre piane di espansione a scatto. — *Distribuzione Skoda-Wellner* (fig. 597[1·2·3]). La distribuzione

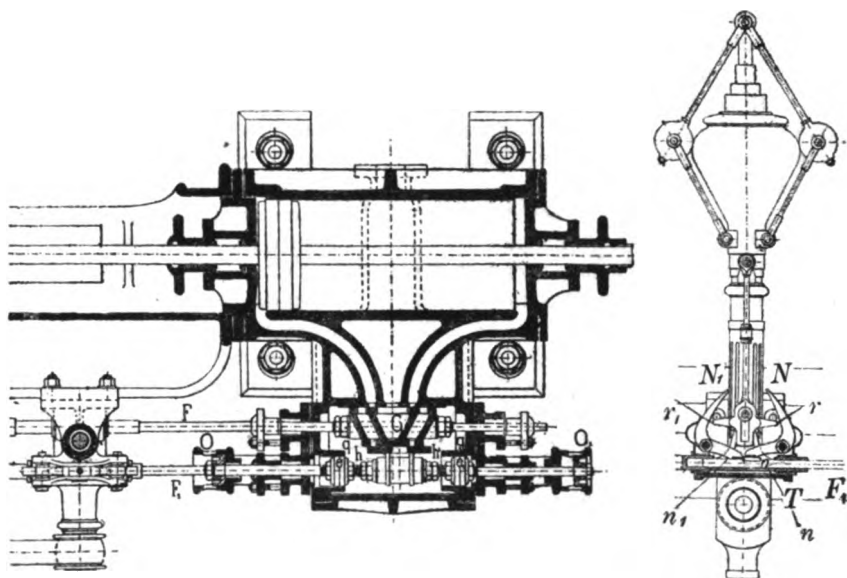



Fig 597[1·2].

è fatta da una cassetta G a condotti di passaggio, comandata dall'asta d'eccentrico F. Le piastre di espansione $h\,h_1$ non ponno prendere che due posizioni estreme, a destra ed a sinistra, nelle quali sono alternatamente mantenute dai due arpioni a coda $N\,N_1$, imperniati su una mensola applicata al telaio della motrice; allo scopo gli arpioni $N\,N_1$ portano due denti $n\,n_1$ che ponno impuntarsi contro una lastra di acciaio o fissa allo stelo F_1 delle piastre. Nella fig. 597 l'arpione N_1 mantiene le piastre nella posizione estrema di destra. Lo stelo F_1 porta quattro stantuffi; gli interni *e*

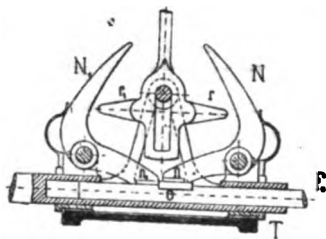



Fig. 597[3].

ed e_1, scorrevoli entro cilindri venuti di fusione col cassetto, sulla cui faccia esterna agisce sempre la pressione del vapore, che è introdotto nella parte corrispondente del cilindro; questo vapore costituisce la forza esterna, che, sciolto il legame fra n ed n_1 con o, obbliga la piastra a muoversi di tutta la corsa utile nello stesso senso dello stantuffo motore. Gli stantuffi O ed O_1 hanno la semplice funzione di moderare l'intensità dello scatto. Lo stelo F è infilato liberamente in una slitta tubulare T, mossa dall'eccentrico di espansione; questa porta un cavalletto, nel cui perno è guidata la traversa $r r_1$, sospesa al manicotto del regolatore che obbedisce al moto verticale impressole dal regolatore, ed al moto orizzontale impressole dall'eccentrico. Così, quando le punte della traversa urtano contro gli arpioni, disimpegnandosi l'innesto, avviene lo scatto e l'espansione, e tanto più presto (per la curva degli arpioni), quanto più il regolatore sia aperto. Avvenuto lo scatto da una parte, l'altro arpione si innesta con O, e lo scatto si verificherà nello stesso modo alla fase di ritorno. I limiti estremi di ammissione stanno fra zero e la metà della corsa, quando l'eccentrico di espansione sia calettato a 90° avanti la manovella. La curva degli arpioni si dedurrà dai raggi vettori del circolo polare tracciato con diametro eguale al raggio dell'eccentrico di espansione, a 90° sulla linea dei punti morti.

Distribuzione Allcock (fig. 598[1, 2, 3, 4]). La cassetta è comandata dall'asta B dell'eccentrico F. Lo stelo F della cassetta comanda, con biella b, un glifo $A A$, che oscilla sul perno Z. Il regolatore può spostare, lungo il glifo, il perno i della biella M, articolata all'asta N munita del risalto n. Un eccentrico E_1 (espansione) muove, coll'asta B_1, due regoli $p p$ che si innestano collo stelo F_1 quando il chiavistello $r o$ si impegna nelle tacche intagliate allo scopo nei regoli stessi. Se $r o$ è impegnato, il disinnesto avverrà quando l'asta N, venendo avanti, lo spinga in su dal disotto reagendo sulla molla s. Avvenuto il disinnesto, stelo F_1 e piastre obbediscono alla pressione del vapore compresso nel cilindro $v v$ dallo stantuffo Q; si produce lo scatto, e la piastra (H o H_1) chiude la luce corrispondente, mentre lo stantuffo Q portasi a mezzo del cilindro avanti le aperture $v v$. Lo scatto sarà tanto più sollecito quanto più basso trovasi il bottone i nel glifo. La variabilità dell'ammissione va da 0 a 0,75 di corsa.

Distribuzione Menk. Il cassetto (fig. 599), è mosso da un eccentrico; le piastre d'espansione sono bruscamente trascinate, ora a destra ora a sinistra, da un piccolo stantuffo a vapore. Il vapore è distribuito al piccolo cilindro ausiliare da un piccolo cassetto comandato con camma a risalti; la quale, spostata dal regolatore, rende l'espansione variabile.

Distribuzione Borsat (fig. 600). Il cassetto $N N$, manovrato dall'asta d'eccentrico E, porta sul dorso le piastre $P P$, da esso trascinate in moto fin che non incontrino la camma tipo Farcot, fatta ruotare dal regolatore. L'interno del cassetto è foggiato come cilindro con due stantuffi $h h$ collegati rigidamente e serventi all'espansione. Il massimo di ammissione è a 0,30 circa della corsa. Nei piccoli cilindri $h h$ sboccano i condotti del cassetto, il vapore passa fra i due stantuffi $h h$ per accedere al cilindro. La piastra $P P$ porta due luci che, nel moto di va e vieni, comunicano coll'uno o coll'altro dei condotti $a a$, dando così accesso al vapore sui piccoli stan-

tuffi. In pari tempo, una della cavità praticate sul cassetto superiore porrà

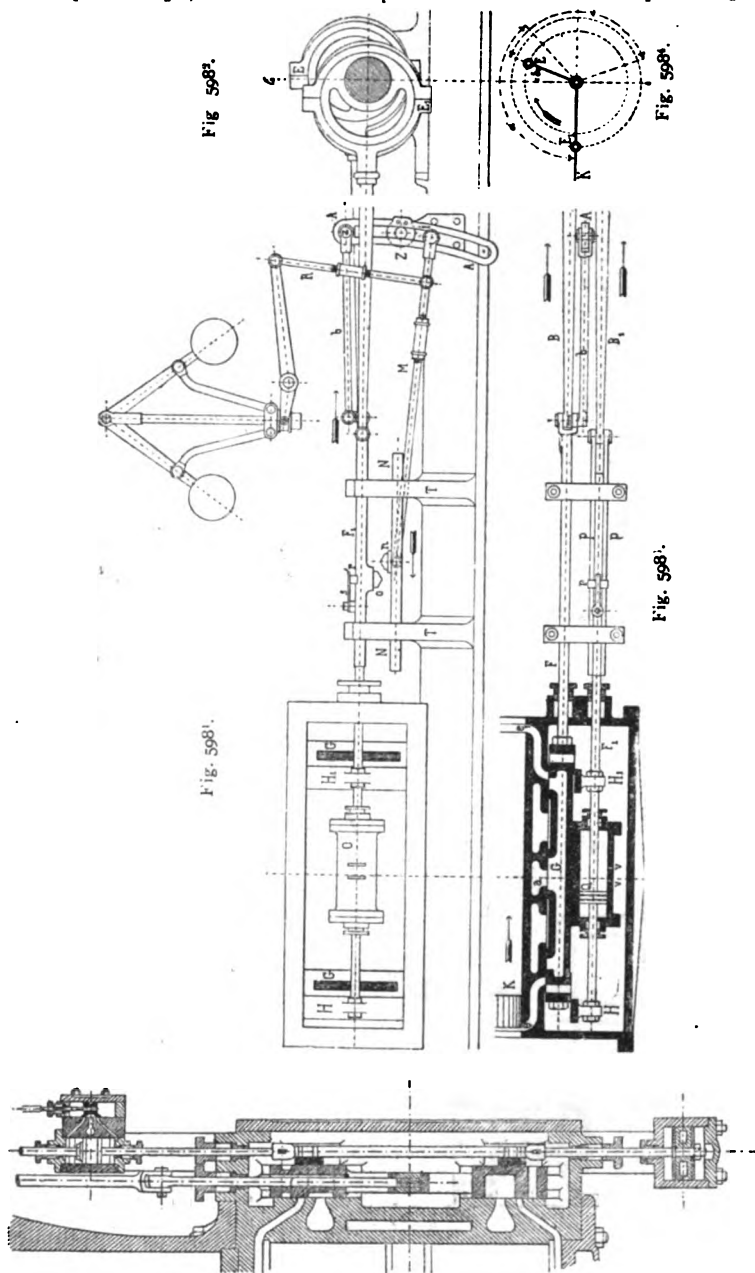



Fig. 599.

in comunicazione i condotti *bc* collo scarico, dando uscita al vapore che

ha agito nella fase precedente sull'altro stantuffo. Le due cavità di PP comunicano sempre coi condotti c venuti di fusione, di guisa che il vapore prema sul dorso di PP e lo tenga aderente al cassetto, facendolo partecipare a moto di questo. In definitiva, allo spostamento assai piccolo di PP, dopo l'urto della camma, corrisponde, sotto l'azione del vapore, il rapido spostamento dei due stantuffi h h, di cui uno chiude il condotto di ammissione, l'altro apre quello della parte opposta, per l'ammissione nella fase successiva. Un piccolo grado di compressione nei cilindri h h ammorza gli urti.

Fig. 600.

Non citiamo, per brevità, altre disposizioni di questa categoria quali la Wannieck, la Bonjour, la Fish, ecc.

22. *Distribuzioni a cassetto con cassetti o valvole di espansione a scatto.* — Accenniamo ora a due distribuzioni a cassetto con scatto, analoghe a quelle esaminate al n.° 16.

Sistema Tremper (fig. 601[1, 2]). E cassetto di espansione, tubolare;

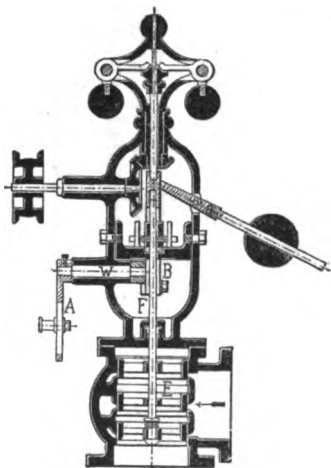
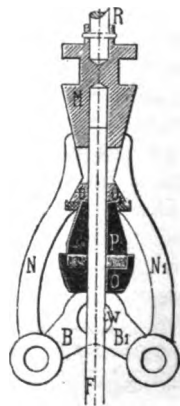



Fig. 601[1, 2].

l'eccentrico comanda col braccio A l'asse W, cui è fissata la leva angolare BB; ai suoi estremi si imperniano due arpioni NN_1. Essi agiscono alternatamente sullo stelo F della valvola E che sollevano, spingendo i

risalti $O\ O_1$. Dentro l'albero cavo del regolatore è l'asta R, cui i pesi trasmettono in senso inverso le loro oscillazioni; il pezzo M è fissato ad R ed è infilato sull'asta della valvola. Gli arpioni si disinnestano tanto più presto da o ed o_1 quanto più il cono M sia abbassato; e la valvola si chiuderà rapidamente per l'azione del peso P che cade su un cuscino

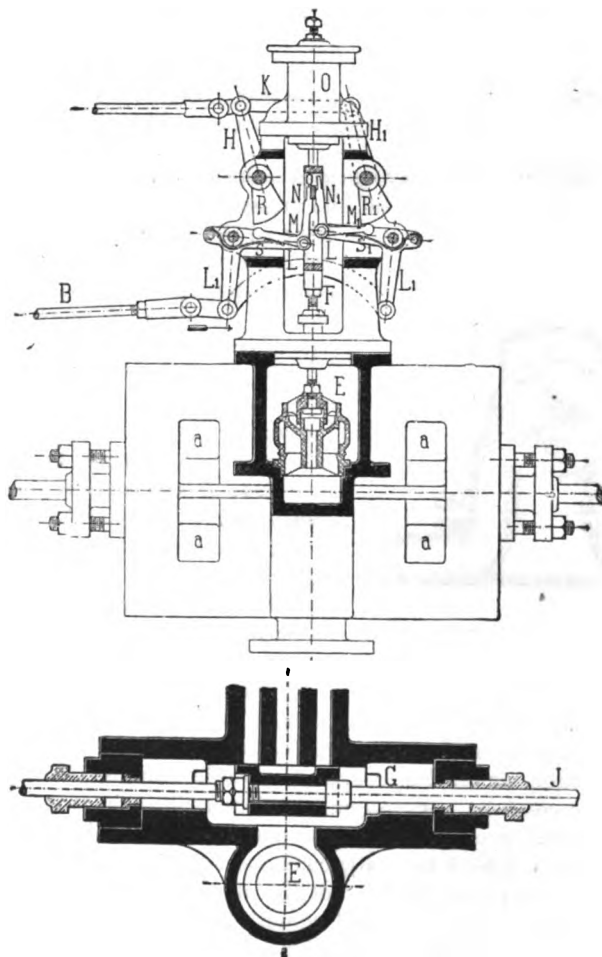



Fig. 602 [1·2].

di caucciù portato dalla traversa fissa o. Se le palle del regolatore sono del tutto abbassate, gli arpioni non si disimpegnano, e si ha l'espansione naturale del cassetto.

Sistema Hartmann (fig. 602[1·2]). Espansione a scatto applicabile a macchine dotate di distribuzione ordinaria a cassetto. L'arpionismo è comandato da un eccentrico a mezzo delle leve angolari $L\ L_1$. Sul braccio L sono imperniati gli arpioni a coda $M\ N$, $M_1\ N_1$ che alternatamente

sollevano lo stelo F delle valvole d'espansione E, il cui prolungamento termina in O, dove trovasi la molla di scatto ed il moderatore pneumatico (vedi appresso). Lo scatto avviene quando le code degli arpioni M ed M_1 incontrano le lastre a profilo obliquo $R R_1$ colleganti, coi bracci $H H_1$, l'accoppiatore K ed un tirante alla leva del regolatore.

§ 6.

a) DISTRIBUZIONI A ROBINETTI E PIASTRE CIRCOLARI, OSCILLANTI E ROTATIVI, CON O SENZA ESPANSIONE VARIABILE.

23. Distribuzioni con organi a moto rotatorio. — Completiamo l'esame delle distribuzioni in cui uno stesso otturatore serve all'ammissione ed allo scarico per ciascuna parte del cilindro, col dare un rapido cenno delle disposizioni in cui il detto otturatore ha moto di rotazione alternato o continuo. Questo organo è un robinetto, od una piastra piana circolare, od un cassetto cilindrico. Recenti costruzioni di macchine veloci dànno una certa importanza a tali sistemi.

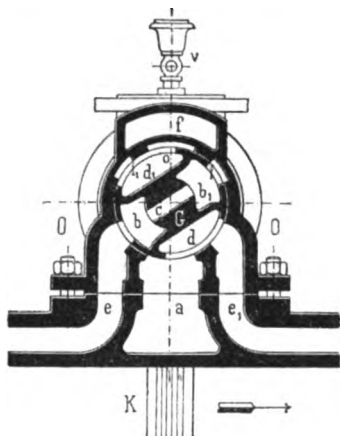



Fig. 603.

24. Distribuzioni a robinetti oscillanti. — Lo specchio ed il cassetto hanno allora forma cilindrica o leggermente conica. Il robinetto, salvo a forma ed il moto che possiede, riproduce d'ordinario il tipo d'un cassetto comune.

Col robinetto *Schwartzkopf* (figura 603), il vapore del tubo E penetra in due camere longitudinali b b_1 del robinetto, comunicanti fra loro col canale c. L'ammissione si fa pei condotti e e_1 dalle camere b b_1. Lo scarico per le camere d d_1; a apertura di scarico. I recessi i i_1 servono ad equilibrare il robinetto; le luci ed i recessi ad esse opposti sono sempre aperti in egual misura.

Il robinetto *Schlech* (fig. 604) componesi di due cilindri infilati uno nell'altro, con asse perpendicolare all'asse di oscillazione. Il vapore entra per E, e percorrendo nell'interno i cilindri, è distribuito dalla luce a ai due condotti dà ammissione e ed e_1. Lo scarico si fa esternamente al robinetto per A. Il sistema assicura una buona tenuta.

L'asta dei robinetti di queste distribuzioni è, all'esterno, unita ad una leva che riceve dall'eccentrico moto di oscillazione. Il tracciamento loro si desume da quanto precedentemente si disse. Sono abbastanza frequenti le distribuzioni di tal genere con organi di espansione conassici e interni al robinetto principale, o collocativi aderenti in una camera separata, e manovrati con o senza scatto.

Tendono però a prevale le distribuzioni a due robinetti, ciascuno dei quali serventi all'ammissione ed allo scarico alle due estremità del

cilindro, e provveduti di organo d'espansione a manovra desmodromica ed a scatto. Il loro comando viene effettuato da un eccentrico, con un sistema a disco centrale sull'asse del cilindro, che sarà meglio esaminato allo studio delle motrici Corliss.

Ci limitiamo a dare al riguardo l'esempio tutto recente della motrice *Payne and Sons* (New York) a grande velocità. Le fig. 605[1, 2] dànno

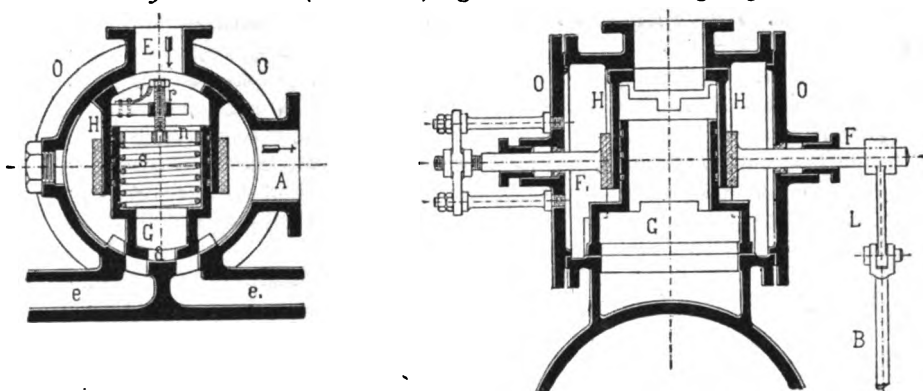



Fig. 604.

la sezione longitudinale e trasversale del cilindro, in corrispondenza ai due robinetti di distribuzione *M*, nell'interno dei quali girano i robinetti

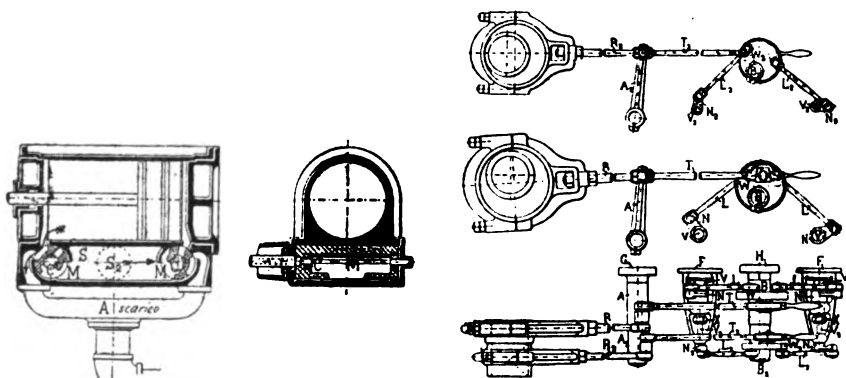



Fig. 605[1, 2, 3].

di espansione *CC*. Il sistema di distribuzione corrisponde al Meyer; ma il moto rotatorio facilita il comando col regolatore. Il vapore giunge per S_2, sfugge per *A*, dalla stessa apertura per cui è entrato nel cilindro, allo scarico. Tale sistema riduce assai gli spazi nocivi. Il meccanismo di distribuzione è disegnato colla fig. 605[3]. Vedesi da essa come dagli eccentrici montati sull'albero motore si comandi l'oscillazione dei robinetti di distribuzione e di espansione; l'asse dei quali ultimi è connassico ed interno al primo. Col mezzo del disco centrale *W* calettato sull'asse HB_2 nel piano medio del cilindro (come nelle motrici Corliss: v. avanti) e delle

leve $L\ N$, l'asta T_1 dell'eccentrico di distribuzione R comanda i robinetti di ammissione (e scarico, col disco W_2 conassico al primo, le leve $L_2\ N_2$ l'asta T_2 l'eccentrico, R_2 il robinetto di espansione. L'espansione è resa variabile coi regolatori studiati al n.° 12. Anche il tracciamento corrisponde a quello dei sistemi Corliss a disco centrale, da cui il presente è derivato.

25. Distribuzioni a robinetti rotativi. — Le distribuzioni con un robinetto cilindrico o conico, a moto rotativo continuo, sono ora usate nelle motrici veloci. Il più semplice robinetto rotativo è dato dalla fig. 606. Esso fa tanti giri quanti la manovella. È provvisto di due canali B e C diametralmente opposti. Il vapore arriva per A e va, traverso B ed E, su una faccia dello stantuffo, mentre il vapore dall'altro lato si scarica per E', C e D. Dopo mezza rotazione corrispondono C con E ed B con E_1; nel qual caso l'ammissione si ha per ABE, lo scarico per ECD. Altri esempi sono dati dalle distribuzioni seguenti.

Nella *distribuzione Emmerich,* l'organo distributore è un robinetto rotativo, e l'espansione ottiensi col regolatore spostando il robinetto lungo

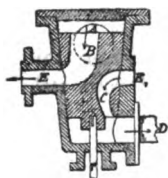
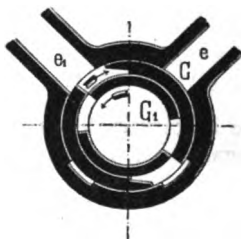
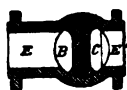
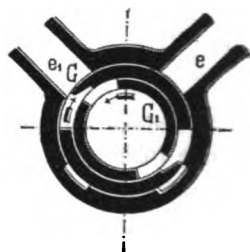



Fig. 606 Fig. 607[1, 2].

l'asse; nella *distribuzione Musil,* l'espansione è affidata ad un robinetto spostabile dentro il robinetto rotativo di distribuzione; nella *distribuzione Radinger* (fig. 607[1, 2]) al cilindro motore sono applicate tre scatole da robinetto rotativo, le due estreme per lo scarico, mentre quella di mezzo contiene due robinetti l'un dentro l'altro, di cui l'esterno per la distribuzione alle luci di ammissione (funzionante per questo solo scopo) l'interno per l'espansione. L'asse pel robinetto di distribuzione C a doppia luce diametrale è cavo e dentro vi passa l'albero verticale del regolatore. Il robinetto di espansione G_1 a doppia luce diametrale è applicato dentro G e produce ammissione e chiusura come dalle due posizioni della figura. I robinetti girano in senso contrario, con che la chiusura è rapida; essi fanno $^1/_4$ di giro per ogni corsa dello stantuffo. Mediante un attacco opportuno del robinetto di espansione al regolatore, esso può farsi girare a destra o a sinistra indipendentemente dal moto continuo onde è animato. Così G_1 resta indietro od avanti di G, e può anticipare o ritardare l'espansione.

Interessanti sono alcune odierne disposizioni a robinetto rotativo continuo delle macchine veloci Megy, Wenste, Dingler, Bietrix, ecc.; ci basti ricordare queste due ultime.

La disposizione *Dingler* è indicata colla fig. 608[1] e non richiede spiegazioni; il robinetto fa tanti giri quanti l'albero motore.

La disposizione *Bietrix* è indicata colla fig. 608[1]; *A* è il robinetto distributore; ha moto continuo nello stesso senso e fa egual numero di giri che l'albero. Il vapore d'arrivo agisce per staccare il robinetto dalla sede, evitando attriti eccessivi; sulla base minore del robinetto è infilato il bossolo d'espansione *B*, provvisto di finestre diametrali pel passaggio di vapore e comandato dal regolatore con ruota elicoidale e vite perpetua *D*. Sull'asse di questa è un rullo di frizione, che sta di mezzo fra due dischi partecipanti alla rotazione del regolatore ed alzantisi ed abbassantisi col suo manicotto, per modo che il rullo è a contatto or coll'uno or coll'altro, invertendo il moto. Ogni mezza rotazione del robinetto il vapore inverte il suo passaggio al cilindro.

Fig. 608[1].

Talvolta il robinetto rotativo semplice viene diviso in due parti, come è fatto col cassetto diviso; si hanno allora due robinetti manovrati contemporaneamente e serventi ciascuno all'ammissione ed allo scarico per una parte del cilindro. Ne è esempio una distribuzione adottata dalla Sächsische Masch. Fabr. di Chemnitz.

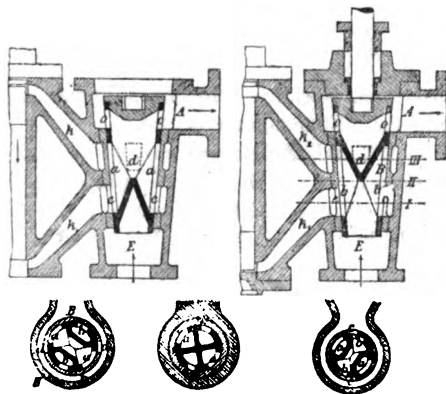
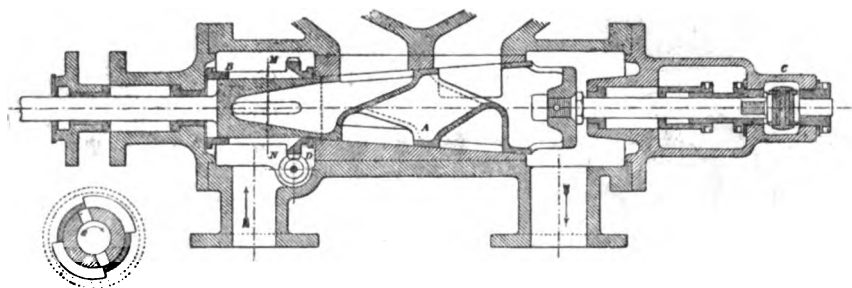



Fig. 608[2].

26. Distribuzioni con piastre o cassette circolari oscillanti. — Il sistema è in tutto paragonabile ad un cassetto semplice, salvo che le linee del cassetto e dello specchio, nel senso della lunghezza delle luci, anzichè parallele fra loro, concorrono al centro di oscillazione.

La fig. 609[1] ne dà l'esempio schematico; i condotti di ammissione comunicano colle estremità del cilindro; il cassetto, avente la forma della fig. 600[2], è manovrato con una leva da un eccentrico ordinario. La fig. 609[2] dà la pianta del cassetto e dello specchio sovrapposti; se si immagina fatta una sezione colla superficie cilindrica 1.2, e la si sviluppa in piano, si ha la disposizione della cassetta comune, come alla fig. 524[1].

Il raro uso di questo sistema ci dispensa dal citarne esempi di ap-

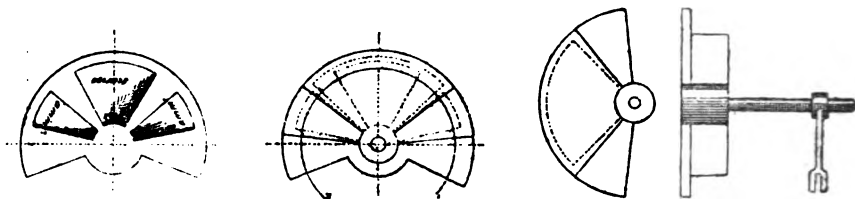



Fig. $609^{1 \cdot 2 \cdot 3}$.

plicazione. Notiamo solo che si hanno anche distribuzioni a piastra oscillante con espansione a scatto.

27. *Distribuzioni con piastre o cassette circolari a rotazione continua.* — La costruzione più semplice è data dalla fig. 610^1 ed è analoga ad un cassetto ordinario. Sullo specchio del cassetto *G*, ove sboccano le luci *a a* di ammissione e quella *b* di scarico, ruota il cassetto che

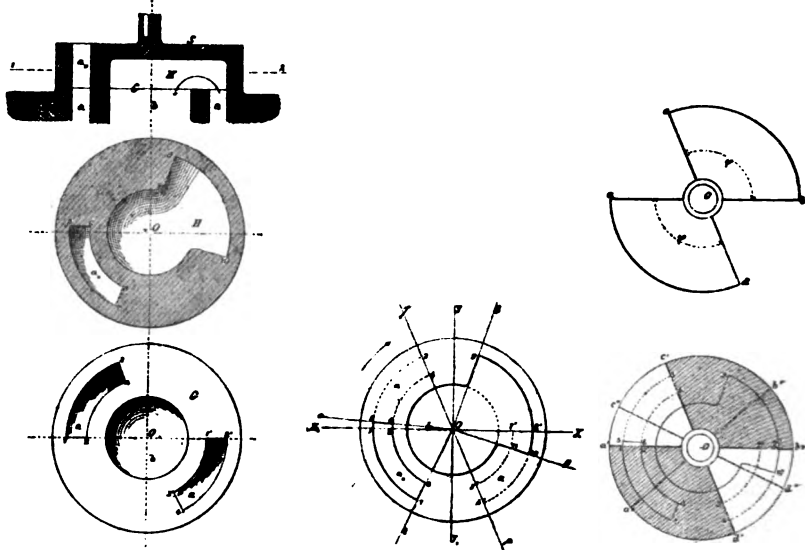



Fig. $610^{1 \cdot 2 \cdot 3}$.

presenta il canale a_0 di passaggio del vapore ed il vuoto *H* che comunica collo scarico *S*; è messo in moto con meccanismo a ruote dentate e fa tanti giri quanti l'albero motore. La fig. 610^2 dà la cassetta sullo specchio per manovella al punto morto ($\omega = 0$). L'introduzione è aperta (precessione all'ammissione) di 1. 2. 5. 6 e lo scarico di 1'. 2'. 10. 11. Comincerà l'espansione quando lo spigolo 78 corrisponderà a 34, cioè dopo che la manovella ha percorso l'angolo $\varepsilon\, O\, \gamma = \omega$; si possono così nella rotazione determinare tutte le fasi successive di compressione, scarico, ecc., ecc. Evidentemente si può risolvere il problema di tracciare tale distribuzione cogli stessi metodi che per un cassetto semplice, comandato con eccentrico di dati ϱ e δ.

Un sistema ad espansione variabile con comando dal regolatore può ottenersi applicando sulla piastra a moto continuo una piastra di espansione a forma di doppio settore. La piastra di espansione è in riposo assoluto, cioè la sua velocità relativa è uguale a quella della piastra di distribuzione, ma si può muovere in senso contrario. La disposizione è tale che l'angolo *aoc* (fig. 610[a]) è uguale all'angolo 103 della fig. 610[a]; se lo spigolo $c'd'$ coincide col diametro 33″ si ha ammissione totale. L'ammissione minima è data dalla necessità che la riapertura della luce di ammissione non si effettui troppo presto. La piastra di espansione può nel caso estremo essere girata nella posizione $a''b''c''d'$, sicchè lo spigolo $b''O$ dista ancora da 30 di $\widehat{b''03} = \widehat{508}$. L'ammissione minima corrisponde all'angolo $80c'' = 803 = \varphi$. Essendo φ l'angolo dei settori della piastra di espansione.

Il doppio settore viene girato dal regolatore. Tali distribuzioni sono usate per motrici veloci. Ricordiamo fra i vari tipi la motrice Heikhaus (Dingler, Vol. 261).

B) Distribuzione con quattro organi separati per l'ammissione e lo scarico con o senza scatto.

§ 7.

a) Distribuzioni a quattro robinetti Corliss.

28. Generalità sulle distribuzioni a 4 organi distinti e sul meccanismo di scatto. — Le distribuzioni con quattro organi separati per l'ammissione e lo scarico, usate nelle prime macchine a vapore, poscia abbandonate di fronte all'impiego del cassetto semplice, ebbero notevole impulso per opera di Giorgio Corliss in questi ultimi trentacinque anni. Il ritorno alla disposizione costruttiva di separare i condotti di ammissione e di scarico applicando quattro organi distributori agli estremi del cilindro, è inteso: 1.° ad impedire il raffreddamento e quindi la condensazione del vapor fresco nel passare traverso condotti raffreddati dal vapore di scarico; 2.° a diminuire l'ampiezza degli spazi nocivi, ridotti a tal modo, da 0.03 a 0.06 del volume del cilindro (come avviene col cassetto semplice), a 0.015 — 0.005, riduzione atta a dare una economia di vapore del $4 \sim 8\,\%$ secondo che la motrice sia senza o con condensazione.

Ma non è in questi semplici fatti che risiede la novità del sistema Corliss; sibbene nell'avere pel primo disposto la distribuzione per modo che l'espansione variabile fosse ottenuta con uno scatto mediante comando diretto del regolatore, agendo questo sopra organi che, per la minima resistenza offerta, gli conservassero la maggior sensibilità.

La manovra della distribuzione a scatto è stata successivamente applicata, coi medesimi principii alla distribuzione a cassetto, il che si vide al § 5; di fronte però alla disposizione originaria crediamo opportuno specificare con maggior precisione il funzionamento generico delle distribuzioni a scatto.

Lo scatto agisce semplicemente sui due organi di ammissione del vapore. Il meccanismo che gli dà moto, dall'albero motore, componesi sempre di due parti ben distinte. La parte che riceve moto dalla motrice direttamente dicesi *meccanismo attivo della distribuzione*, la parte che riceve moto da questa ed è unita all'organo di ammissione dicesi *meccanismo passivo della distribuzione*. La parte attiva della distribuzione porta in una data posizione una tacca, una piastrina, ecc., che può denominarsi *dente attivo*, ed un simile organo è portato dalla parte passiva della distribuzione denominabile *dente passivo*. I due denti, durante un giro di manovella, stanno in contatto per un dato tempo durante il quale il meccanismo attivo della distribuzione agisce sul passivo per modo che apresi l'organo di introduzione ed il vapore è ammesso nel cilindro. Sciolto l'innesto dei due denti in un dato istante, quindi resa indipendente la distribuzione passiva, essa riesce soggetta ad una forza esterna sempre pronta ad agire (peso, molla o pressione di vapore) che manovra la distribuzione passiva in guisa da chiudere con uno scatto l'ammissione del vapore, mentre la distribuzione attiva continua il proprio moto, venendo poi a ricongiungere il dente attivo al passivo della distribuzione scattata, pronta così ad agire nella nuova fase.

La durata del contatto fra i due denti determina l'ampiezza della fase di ammissione; essa dipende dal regolatore, e, come si vedrà nei diversi esempi, questo interviene in uno dei seguenti modi: 1.° Il dente attivo od il passivo vengono disinnestati dal regolatore; 2.° La distribuzione attiva o la passiva sono spostate dal regolatore.

Queste distribuzioni a scatto hanno avuto il nome di *distribuzioni di precisione*, nome giustificato dall'andamento assai regolare della macchina, per la grande sensibilità del regolatore che agisce per breve istante in ogni corsa, ed in questo istante col vincere una piccolissima forza. Tale nome però viene anche talvolta limitato alle distribuzioni in cui l'organo regolatore è una valvola a doppia sede.

Le numerose forme di queste distribuzioni possono essere classificate, come a N. 2, dalla forma dell'otturatore, nel seguente modo:

1.° Distribuzioni a 4 robinetti.
2.° Distribuzioni a piastre piane.
3.° Distribuzioni a valvole.
4.° Distribuzioni miste, nelle quali cioè gli organi di ammissione hanno forma diversa dagli organi di scarico.

Noi dovremo necessariamente limitare ai principali tipi di ogni gruppo il nostro studio: limitazione resa necessaria ed opportuna sia dal numero stragrande delle distribuzioni ideate, e dal numero limitato dei caratteri loro distintivi, sia dalla tendenza al ritorno, almeno nelle macchine veloci e di media potenza, verso forme di distribuzione più semplici e senza scatto. Lo scatto, inteso a separare nettamente la fase di ammissione da quella di espansione implica nel meccanismo l'intervento della chiusura di forza, poco adatta a motrici rapide, ed in ogni caso, per riguardo cinematico, costituente un regresso. È un problema aperto an-

cora alla costruzione (malgrado le soluzioni di Colmann e Bonjour), quello di ottenere con un movimento desmodromico, senza scatto, la rapida chiusura dell'ammissione. Aggiungasi, per amor del vero, che, al successo delle motrici Corliss e derivate, non è stata estranea la grande cura e perfezione delle particolarità costruttive, esempio che fu fecondo per tutti i costruttori.

29. Distribuzioni a robinetti Corliss con scatto. — *Sistema originario Corliss.* 1.° Prendiamo le mosse dalla disposizione Corliss introdotta in Europa nel 1862, capostipite delle distribuzioni a scatto (fig. 611¹·²·³).

Il disco Z imperniato all'esterno sulla mezzeria del cilindro (figura 610¹·²) è fatto oscillare dall'asta B dell'eccentrico di un angolo di 90°. Le bielle E, E_1 comandano, colla leva L, L_1, i robinetti di ammissione F e di scarico F_1. La E al principio di corsa (vedi la freccia) trascina la leva $L\,K$ mediante la tacca o impegnata in n. In tal modo si apre il robinetto di ammissione sollevando l'asta P cui è unito il peso Q. Nello stesso tempo la bielletta E solleva pure il puntello R guidato che vi si appoggia; quando R urta contro il piano inclinato M,

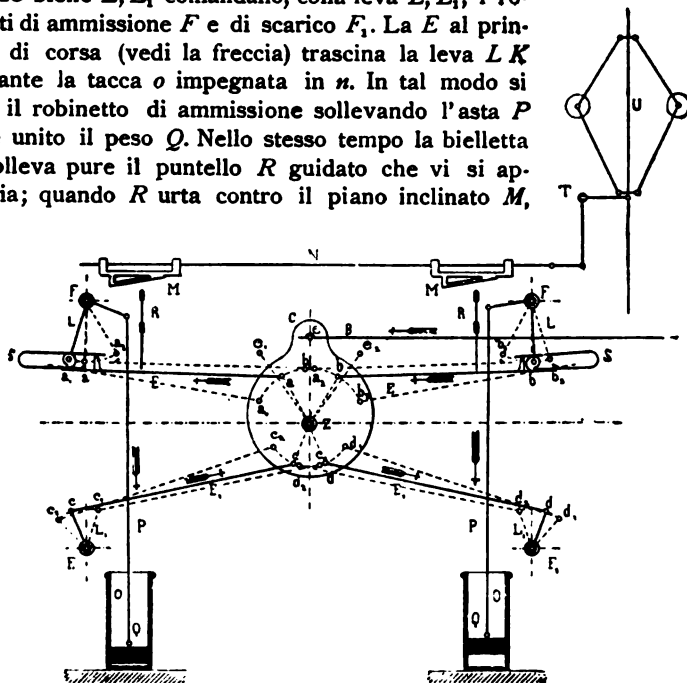



Fig. 611¹.

la leva E è premuta dall'alto al basso, la molla S si apre, si distaccano n ed o, ed il robinetto trascinato da Q (che cade lungo il cilindro moderatore ad aria) rinchiude la luce di ammissione dando luogo all'espansione. Il piano inclinato M, spostandosi avanti o indietro col braccio N, manovrato dal regolatore, produce più o meno rapidamente lo scatto. La fig. 611² dà la posizione degli organi avvenuto lo scatto; dopo di che E continua la propria corsa rimanendo allacciata al bottone n pel gancio a molla S, poi, nel ritorno, le tacche di o ed n, tenendosi di fronte, si impegnano di nuovo e le fasi si riproducono.

Lo scatto non può avvenire che finchè E si solleva, e cioè solo per una frazione della sua corsa; si avrà quindi un massimo di ammissione

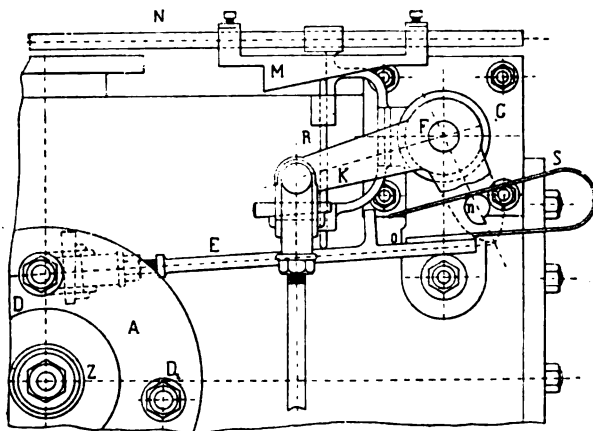



Fig. 611[2].

limitato, che ordinariamente non supera i $^4/_{10}$ della corsa, il che non può

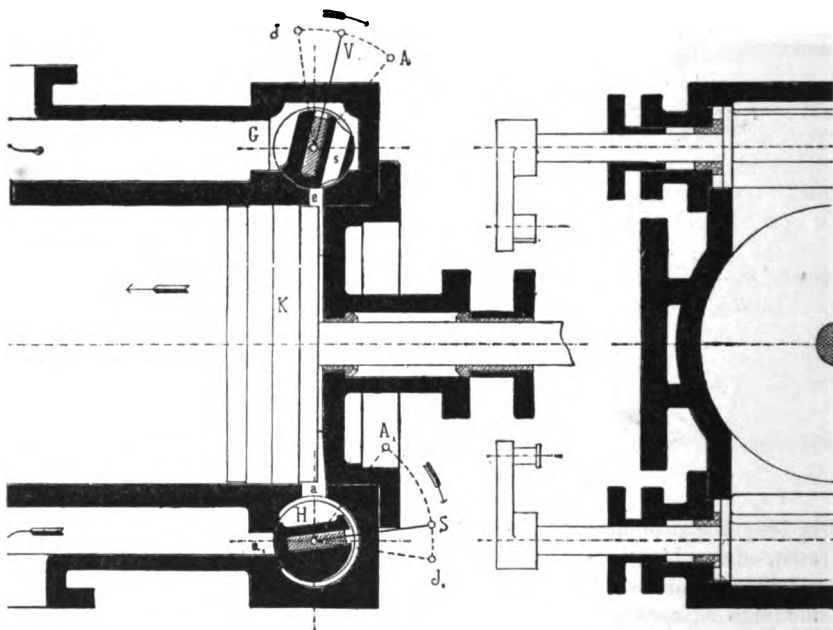



Fig. 611[3].

evitarsi se non adottando due dischi con due separati eccentrici, uno per l'ammissione ed uno per lo scarico, o rallentando lo scatto col moderatore, nel qual ultimo caso si può, strozzando il vapore, guadagnare $^1/_{10}$ di corsa

per l'ammissione. Nella fig. 611[1] (schema della distribuzione) sono segnate con linea continua le posizioni medie, e con punteggiata le posizioni estreme. Le fig. 611[2] dànno parte della sezione longitudinale e trasversale del cilindro provvisto di inviluppo, dal quale è ammesso il vapore; G ammissione, H scarico.

Tracciamento della distribuzione. Indipendentemente dal meccanismo di scatto, indichiamo un metodo generale per tracciare le distribuzioni Corliss a robinetti con un disco oscillante centrale. Lo desumiamo da una nota del prof. G. Colombo, nella traduzione dell'opera "*Le macchine a vapore*", di Ulhand. Il tracciamento sia tale che la fase di precessione allo scarico sia eguale alla fase di compressione, cioè principio e fine dello scarico avvengono per stantuffo egualmente distante dal punto morto (come nel cassetto con sporto interno nullo). Fig. 612[1].

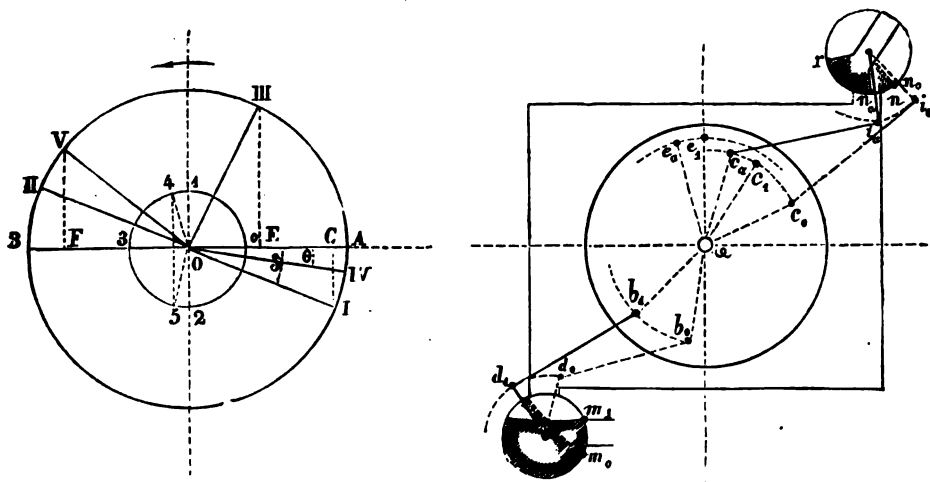



Fig. 612[1].

Sia $A\,B$ la corsa dello stantuffo; $O\,I$ la posizione di manovella quando comincia lo *scarico;* si assumerà la corsa che lo stantuffo deve ancora compiere dalla posizione $O\,I$ di manovella colla $A\,C = {}^1/_{100}\,(2\,V - 1)$ di corsa, V essendo la velocità dello stantuffo in m[1] al 1". Dovendosi, per lo stantuffo in C, aprire lo scarico da una parte e chiudere dall'altra, l'eccentricità dell'eccentrico si troverà alle quadrature, cioè sulla 1.2, alla posizione I II della manovella. L'angolo di cui l'eccentrico motore precede la manovella nel senso del moto sarà $1\ O\ I = 90^\circ + \delta$. Quest'angolo corrisponde al senso in cui, secondo la figura, si apre lo scarico; in caso diverso l'eccentrico, anzichè precedere la manovella, la seguirebbe di $90^\circ - \delta$.

Ciò premesso si tracciano le linee generali della motrice e si fissa sul disco il punto e_1 di attacco dell'asta, il punto b_1 della bielletta a sinistra di scarico, ed il punto d_1 corrispondente alla quadratura I dell'eccentrico. Converrà che la leva del robinetto di scarico sia in d_1 perpendicolare a $d_1\,b_1$, perchè l'apertura sia rapida. Disegnato il robinetto m_1 si ponga poi l'eccentrico al punto morto $O\,c$, trovando per lo scarico le

corrispondenti posizioni b_0, d_0, m_0. La posizione estrema del robinetto deve esser soddisfacente perchè l'interno del cilindro comunichi collo scarico, se no si varieranno gli elementi, e converrà sovra tutto variare la lunghezza della leva che comanda il robinetto.

Per l'*ammissione* si fissa dapprima la precessione lineare, da $^1/_{16}$ ad $^1/_8$ della luce per velocità di stantuffo da $1.5 \sim 3^m$. Disegnata la luce, si fa $n\,n_a$ = alla precessione; trovata la posizione e_a del punto di attacco del disco coll'asta d'eccentrico, corrispondente al punto morto A della manovella, e fissato c_1 corrispondente ad e_1, si disegni il robinetto, stabilendo la lunghezza $c_a\,i_a$ e quella del braccio del robinetto in modo che sieno fra loro perpendicolari.

Per fissare la larghezza della zona di contatto del robinetto ponesi l'eccentrico in $O\,o$, trovasi la posizione n_0 dello spigolo del robinetto ($n\,n_0$ = sporto esterno) quindi si farà $n_a\,r$ appena maggiore $n_o\,n_a$ + larghezza della luce — $n\,n_a$. Ciò fatto, si verificherà se il robinetto apre la luce abbastanza anche per piccoli gradi di ammissione, provvedendovi col variare la lunghezza del braccio od il valore $\omega\,c_1$.

Fig. 612ᵃ.

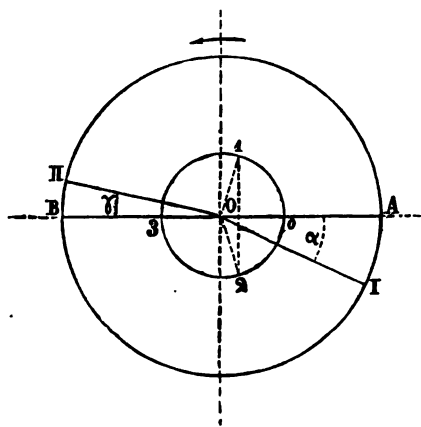
Se la distribuzione vuolsi simmetrica, il tracciato dovrà eseguirsi anche pei robinetti alla parte opposta.

Il massimo d'ammissione corrisponde al punto 3 dell'eccentricità o III della manovella, e sarà $A\,E : A\,B$. Se non avviene lo scatto, l'ammissione si chiude se lo spigolo del robinetto torna in n. Se 4 è la posizione dell'eccentrico che corrisponde all'apertura dell'ammissione, sarà 45 (perpendicolare ad $A\,B$) la posizione al momento della chiusura. Il grado di ammissione naturale sarà $A\,I : A\,B$; se, invece del caso esaminato, fossero α e γ gli angoli della manovella col punto morto corrispondenti al principio ed alla fine dello scarico, l'eccentricità dovrà precedere la manovella di $90° + {^1/_2}(\alpha + \gamma)$ o seguita di $90 - {^1/_2}(\alpha + \gamma)$ (fig. 612ᵃ).

Se un eccentrico unico comanda l'ammissione e lo scarico, il massimo grado di ammissione automatica si ha a $90° - \delta$ descritto dalla manovella a partire dal punto morto. Il massimo grado di ammissione è quindi

$$E = {^1/_2}\,[1 - \cos(90° - \delta)],$$

e perchè δ è positivo, così il grado di ammissione non è maggiore di 0.40. Se vuolsi maggiore, si farà uso di un eccentrico separato per l'ammissione con un angolo di precessione δ_1 minore δ, e, generalmente, o nullo o negativo. Si avrà in tal caso δ_1, supposto negativo, da

$$E = {^1/_2}\,[1 + \cos(90° - \delta)]$$

e l' eccentrico si caletterà a $90° - \delta$ avanti la manovella, o secondo il caso di $90° + \delta$ dietro la manovella.

Il diagramma della fig. 613[1] si riferisce al robinetto di ammissione; le ascisse sono gli spazi percorsi dallo stantuffo, le ordinate quelli percorsi dallo spigolo del robinetto. Al principio di corsa l'apertura dell'ammissione è by, (precessione lineare = 2 m/m c.[a]), in f (²/₁₀ di corsa circa) la luce è per intero aperta; il punto g segna il limite dalla corsa del robinetto (massima ammissione consentita dal meccanismo, che sarà realmente ad un punto m indietro di g). Se in m non avviene scatto, l' ammissione continua fino a 0.95 di corsa; più scatti mancanti possono accellerare di troppo il moto della motrice. Chiusa la luce, il robinetto inverte rapidamente il moto, sì che in fin di corsa vi è già un ricoprimento forte; la luce di ammissione si riapre in a a 0.99 circa della corsa di ritorno.

La fig. 613[2] del tracciamento a cardioide (v. § 2) permette di confrontare il moto del robinetto ottenuto col disco oscillante a quello di una piastra che fosse mossa da eccentrico senza intermediario. Il circolo III è il diagramma di Zeuner; il circolo I quello del robinetto nel 1.° caso, il circolo II del robinetto nel secondo. A pari precessione lineare v l'apertura x data dal robinetto è maggiore di quella y data del cassetto a partire del punto morto.

2.° Distribuzione *Corliss* del 1875. Questo sistema, succeduto a due altri, utilizza, per chiuder la ammissione, la pressione d'aria dello stesso moderatore, e riduce a due i perni di attacco delle bielle sul disco di oscillazione.

La fig. 614 dà la metà del meccanismo di distribuzione, corrispondente al robinetto di ammissione e di scarico sovrapposti. Il disco A è mosso

Fig. 613[1].

dall'asta B d'eccentrico oscillando sul perno Z. Simmetricamente a CZ sonvi due bolloni D, (uno non segnato) per l'attacco a due a due delle 4 biellette, E_1 per lo scarico, E per l'ammissione; la coda k, porta il dente o che sporge contro il dente n dell'asta verticale S. Il perno di KK_1 è sostenuto da un sopporto triangolare che serve di guida all'asse F del robinetto, portante agli altri due vertici il perno della leva KK_1 e quello della leva R unita al regolatore. Sull'asse F è fisso il braccio L, articolato all'asta e, e questa a sua volta in r sullo stantuffo Q_1 del moderatore Q. Sul perno r di Q_1 è pure articolata la suddetta asta S; la molla s tiene impegnati i denti n ed o. Quando K si alza esso solleva S_1 Q_1 ed e, che apre il robinetto di ammissione.

Lo stantuffo Q_1 è differenziale; nella parte inferiore si muove a tenuta in un cilindro chiuso, salvo la valvola v che si apre dal di dentro

Fig. 613².

al di fuori: questa parte produce lo scatto; la parte superiore di Q più larga forma il moderatore. Avviene che, nel sollevarsi di Q_1, si fa il vuoto al di sotto, mentre nella parte anulare superiore entra l'aria; così, reso libero Q, la pressione atmosferica lo respinge vivamente, mentre la parte superiore ne modera la velocità dovendo l'aria scaricarsi da piccola apertura. Il regolatore, agendo su N quindi sulla leva MR, al cui estremo R è una rotella sfregante contro il profilo del risalto, ad un dato punto, (e tanto più presto quanto maggiore è la velocità) spinge indietro S, libera i due denti, e produce lo scatto. Il massimo di ammissione è a circa 0.4 della corsa.

3.° Sistema *Inglis Spencer* (della motrice Hich, Hargreaves e C.: 1867), fig. 615¹. È una distribuzione a disco centrale A, fatto oscillare dall'asta di eccentrico B, cui mettono un capo, in D, e D_1, le 4 bielle degli otturatori (di amministrazione e scarico). Il dettaglio dell'attacco sul robinetto di ammissione, fra la distribuzione attiva e la passiva, si ha nella fig. 615². La biella d'ammissione E si compone di due parti infilate una sull'altra

(unite da un innesto che il regolatore può disgiungere) di cui una *E*, articolata al disco, l'altra *T* alla manovella del robinetto. L'innesto è assicurato dalla molla *S S* unita ad *E* e provvista del dente attivo *n*. Le

Fig. 614.

tacche *o o* sulla canna *T* formano il dente passivo. Durante l'apertura del robinetto la forza che produce lo scatto si dispone ad agire; essa consiste (fig. 615[a]) nella molla *S S* caricata a mezzo del tirante *P* e del braccio *K*; questa, tirata, sposta anche uno stantuffo che fa da moderatore

dello scatto quando la molla si ridistende. In altro tipo, la forza di scatto

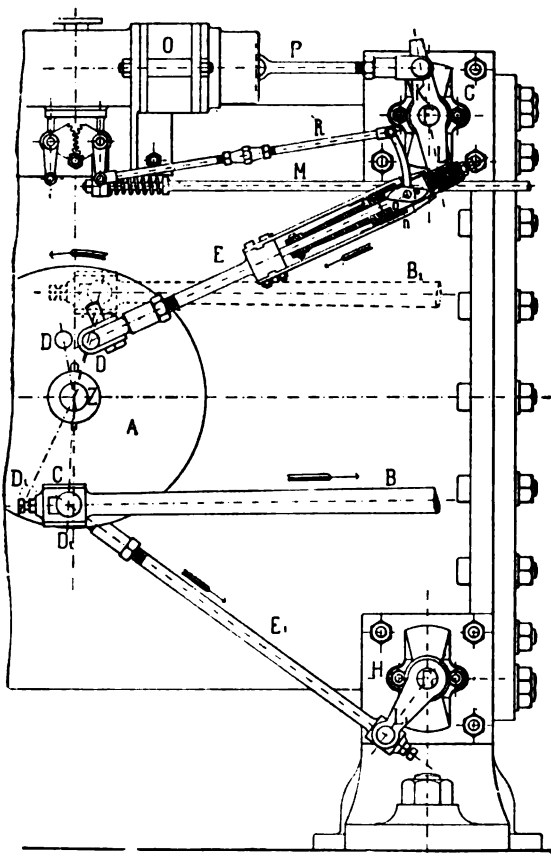



Fig. 615[1].

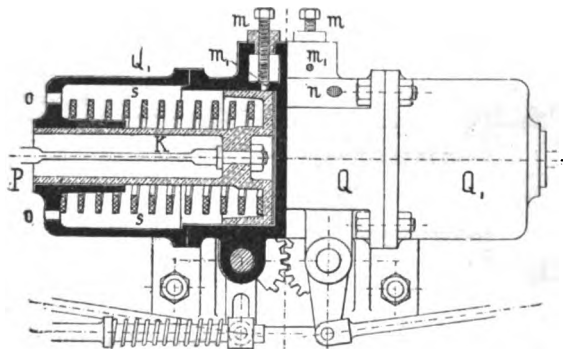



Fig. 615[2].

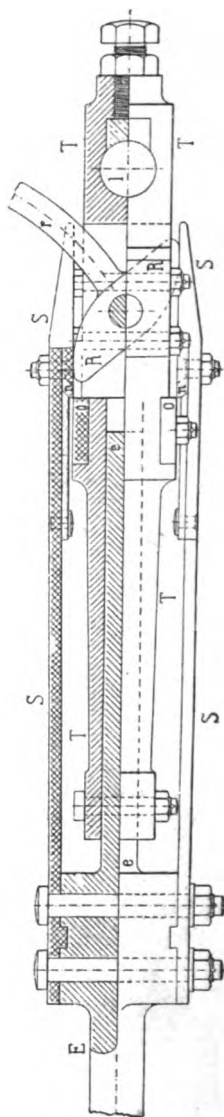



Fig. 615[3].

è data dalla pressione atmosferica, con un sistema analogo a fig. 614, me-

diante due stantuffi di cui il primo fa il vuoto, ed il secondo aspira aria. Il regolatore agisce col tirante *M* su leva articolata, a destra della mezzeria del disco, sul cui asse è imperniato un braccio, che, a mezzo di *R*, comanda l'organo del disinnesto. Il moto impresso dal regolatore a questo braccio è impartito con settori dentati ad altro braccio simmetrico che agisce sulla distribuzione di sinistra. Il regolatore può far ruotare il disco curvilineo *RR* inserito fra le molle *SS*; durante il moto l'angolo fra il disco curvilineo e l'asse della bielletta va aumentando finchè, per velocità costante, le braccia *SS* saranno aperte ed avverrà lo scatto in un deter-

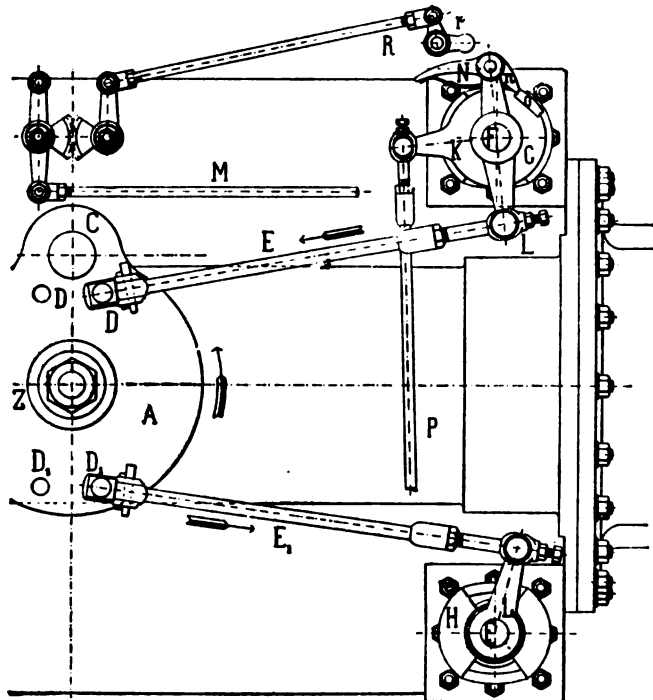



Fig. 616.

minato punto della corsa (al massimo o. 45). Se la velocità aumenta, l'angolo suddetto crescerà più rapidamente e lo scatto sarà più sollecito.

Sistema Spencer (1868). Assai simile ai precedenti. Nella fig. 616 gli organi sòno nella posizione media e lo scatto non è ancora avvenuto. La leva *L*, a due braccia, è folle sull'asse del robinetto di ammissione, essa agisce coi denti attivo e passivo, *n* ed *o*, sul robinetto. Sull'asta *P* è il contrappeso che produce lo scatto; il quale si verifica quando l'asta *R*, comandata dal regolatore, preme sulla coda *N* collo sporto *r*, in guisa da disimpegnare i due denti attivo e passivo della distribuzione.

Noi potremmo citare numerose distribuzioni a scatto derivate dalle precedenti. Ma ricordiamo solo alcune di quelle in cui il grado di ammissione può variare fra limiti più estesi. La riduzione del grado di am-

missione (che deriva dalla calettatura dell'eccentrico e dal fatto che il

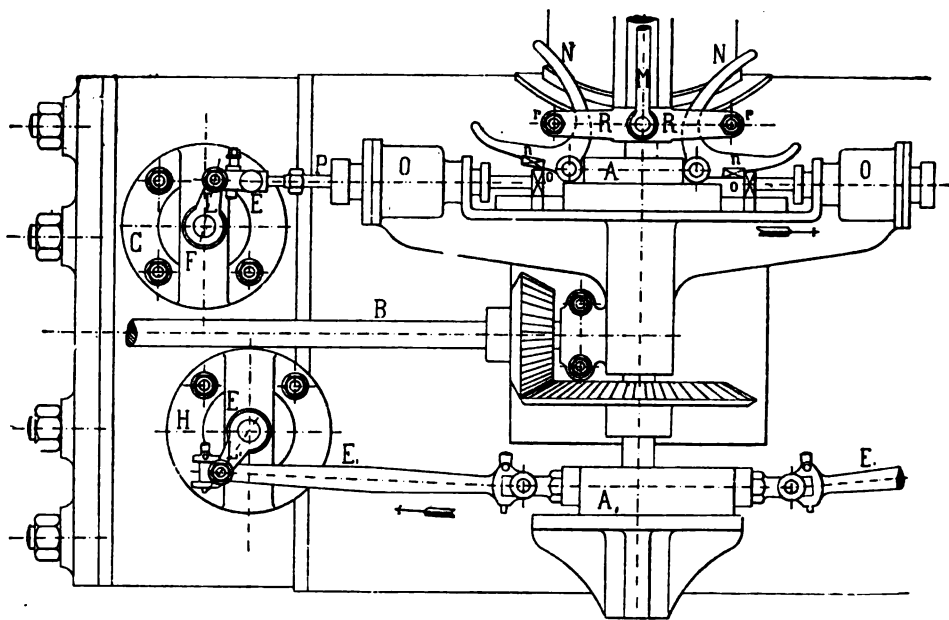



Fig. 617.

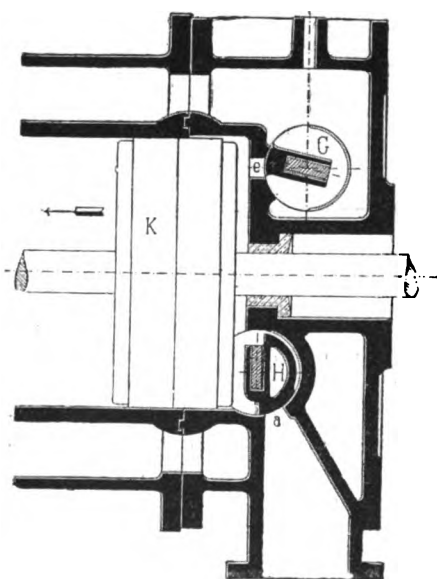



Fig. 618.

disinnesto fra il dente attivo e passivo non può prodursi che durante la corsa diretta, e cioè prima della metà corsa dello stantuffo), non è del resto grave inconveniente, essendo le ammissioni ordinariamente usate comprese fra i limiti forniti dalle Corliss. Però, se oltre questi limiti il disinnesto non si è prodotto, la ammissione ha luogo pressochè per tutta la corsa; non si hanno dunque che condizioni estreme, o ammissione piccola o marcia a piena pressione, con pericolo che, se più scatti successivi sono mancati, la velocità della motrice possa divenire pericolosa.

Sistema Bêde-Farcot (figura 617, 618). I robinetti per ridurre lo spazio nocivo, sono disposti sul coperchio del cilindro. Il meccanismo di distribuzione prende

moto dall' albero motore con un contralbero B, a mezzo di coppia conica, e questo muove con altra coppia l'albero verticale del regolatore, sul quale sono fissati l' eccentrico circolare A per l' espansione e quello A_1 curvilineo per lo scarico. All'inferiore A_1 si articolano le bielle E_1 dello scarico. Al collare di A si articolano invece gli arpioni a coda $N n$, provvisti del dente attivo n che spinge contro il passivo o di un'asta orizzontale P che, traversando l'organo motore e moderatore dello scatto (tipo Spencer), produce la rotazione del robinetto d' ammissione. A_1 è calettato ordinariamente al 126° dietro la manovella, e corrisponde ad un eccentrico ordinario con precessione angolare negativa di 36°. Così l'invertimento del moto avviene solo a 0.8 di corsa, ed è questo il massimo

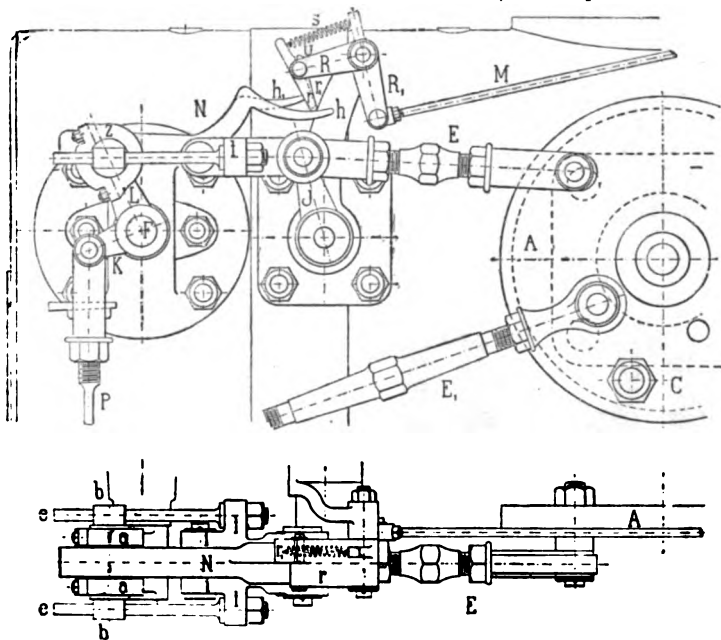



Fig. 619[1·2].

di ammissione. Al manicotto del regolatore col tirante M è sospesa la traversa R munita delle rotelle r. Quando, nel moto, in relazione alla posizione del regolatore, la coda N tocca contro r, ne è trattenuta; il dente n è sollevato e la molla contenuta in O scatta.

Sistema Farcot (1878). Ha gradi di ammissione possibili fra o a 0.80 di corsa (fig. 619[1·2]). Possiede il disco oscillante centrale ed i robinetti sul coperchio del cilindro. Le bielle di ammissione E sono orizzontali; esse sono imperniate sulla leva girevole J e agiscono sul braccio L del robinetto F, col mezzo: 1.° delle forchette formate da $t t$, e dai bracci $e e$ scorrenti negli occhi b presentati dalle manovelle L; 2.° dell'arpione N imperniato in i portante il dente attivo n che agisce sul dente passivo che sporge dal bottone di L. La coda di N si suddivide in due parti $k h_1$ a diverso profilo. Il bottone di L è inserito fra le branche $a a$ della

manovella portante gli occhi *b b*. La stessa manovella è, col braccio *K*, unita all'asta *P* dell'organo motore e moderatore dello scatto, il quale è composto di un cilindro con uno stantuffo premuto di sopra dal vapore (preso dalla camicia) e di sotto in comunicazione coll'atmosfera; disposizione che mantiene a contatto il dente attivo e passivo.

Il regolatore trasmette le oscillazioni del manicotto a due leve angolari $R\,R_1$, una per robinetto, (col mezzo di *M*) portanti le due punte $r\,r_1$. La punta *r* è nel piano di *h* ed è fissa ad *R*; la punta r_1 è nel piano di h_1 ed è articolata all'estremo di *R*, prolungandosi in una coda su cui agisce la molletta *s*.

Movasi lo stantuffo da sinistra a destra; *E* tira in egual senso la manovella *L*, e, nella corsa di *E*, il profilo *h* passa sotto la punta *r*, che può, a seconda della posizione del regolatore, impuntarsi su *h* e produrre lo scatto. Ma se lo scatto non è avvenuto nel moto a destra, quando *E* torna a sinistra, la punta r_1, che aveva semplicemente strisciato sulla corda h_1, si è raddrizzata ed è venuta ad appoggiarsi contro un risalto *u*; quindi, sempre in dipendenza alla posizione del regolatore, essa toccherà il profilo di h_1, e non potendo piegarsi in senso contrario si impunterà, producendo lo scatto quando lo stantuffo ha compiuto gran parte di corsa. Analogo è il sistema Lecouteux.

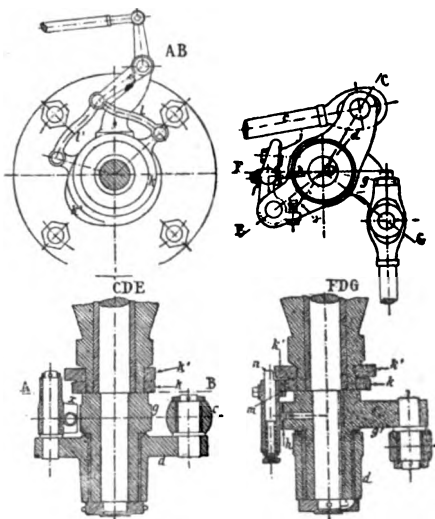



Fig. 620.

Farcot ha poi modificato tale distribuzione nel 1889: evvi ancora a disco centrale con robinetti sui coperchi; il moto dal disco è trasmesso al robinetto (fig. 620) mediante la biella *c* e la leva *d* folle sul robinetto di ammissione e portante alla parte inferiore il pezzo *f* sollecitato nel senso dell'asse del robinetto con molla spirale nel mozzo; sull'asse del robinetto è fissata la manovella *g*, soggetta all'azione dell'asta *G* dello stantuffo di richiamo, il cui mozzo porta il dente *h* (passivo) corrispondente al dente *i* (attivo) del pezzo *f*. Il moto del robinetto avviene quando i due denti sono in presa, e cessa quando *f* sarà allontanato dall'asse del robinetto, neutralizzando l'azione della molla; il che ottiensi colle camme *k*, *k'* poste all'estremo del sopporto di distribuzione e capaci di assumere diverse posizioni colle bielle *l l'* azionate dal regolatore. Gli sporti delle camme, movendosi l'uno verso l'altro, premono più o meno presto all'estremo di una appendice laterale del pezzo *m* per produrre lo scatto del pedale dell'asse del cassetto. La camma *k* agisce direttamente su *m* per produrre lo scatto nel senso dell'andata del robinetto (cioè per le piccole ammissioni, da o ~ a 0.35 di corsa), la *k'* agisce

sullo sporto interno mobile *n* nel ritorno del robinetto, cioè per ammissioni da 0.35 ~ 0.80. Nell'andata del robinetto, *n* si nasconde in *m*, spintovi da un piano laterale inclinato di *k'* evitandone così l'urto che impedirebbe l'effetto di *I*; il pezzo *n*, spinto fuori dalla sede da una molla, si ripresenta poi dietro lo sporto della camma *I'* per produrre lo scatto nelle grandi ammissioni. Cosicchè *n*, per piccole ammissioni, si muove liberamente senza incontrare *k'*. Per la disposizione speciale data ad una delle camme, la motrice non può assumere, per dissesto eventuale del regolatore, velocità eccessive; se questo si arresta nella posizione più bassa, l'ammissione è soppressa senz'altro.

Distribuzione Frikart (figura 621). L'ammissione è variabile da 0 a 0.75 di corsa. I quattro otturatori sono manovrati dal disco centrale, a braccia *F*, comandato, in via diretta o no (come nella figura), dall'eccentrico *B*. Ordinario è il legame rigido delle leve col robinetto di scarico. Lo scatto del robinetto di ammissione avviene colle molle pneumatiche *g g*, non disegnate nella fig. 621[1], quando i loro stantuffi sono a fine corsa gli otturatori sono chiusi.

La fig. 621[2] dà il dettaglio del moto del robinetto di ammissione. La guida *E* porta il mozzo E_1 sul quale oscilla la doppia leva *H*, comandata da un lato da *F*, e portante dall'altro un pezzo *I* (dente attivo) che effettua l'apertura dell'ammissione spingendo sulla manovella *K* montata sull'asse del robinetto. La posizione di *I* dipende da due moti diversi. Il suo perno di oscillazione è indirettamente comandato dal disco centrale, mentre la posizione della leva *L* è determinata dalla leva *Q* collegata al manicotto del regolatore.

L'oscillazione impressa al disco produce l'ammissione, effettuando una spinta nella direzione della tangente al circolo descritto da *K*, mentre però il moto impresso dal regolatore avviene nel senso del raggio di questo circolo; non appena l'estremo di *I* oltrepassa *K*, l'ammissione si chiude per effetto di *g*. La durata dell'ammissione dipende dalla durata del contatto fra *I* e *K*, che è determinata dal regolatore: questo agisce su *Q* col mezzo del braccio *N*, mosso dall'asta d'eccentrico, colla leva *n*. In tal modo, la curva descritta dalla punta di *I* si allontana od avvicina all'asse di oscillazione del robinetto, con che si accorcia o si allunga la ampiezza della fase di ammissione.

Il robinetto Frikart (fig. 621[3]) è equilibrato; ha forma di quattro conchiglie, di cui le diametrali comunicano fra loro cogli orifici *e e*, *f f* praticati nel corpo dei robinetti. Dalla disposizione simmetrica degli orifici e delle luci nel cilindro gli otturatori riescono equilibrati. Nella figura il robinetto è pronto ad aprirsi: l'apertura si effettua ad un tempo in quattro punti differenti *a b c d*: i punti *c d* stabiliscono diretta comunicazione col cilindro, mentre il vapore che passa ai punti *a b* non vi arriva che a mezzo dei canali *e e*. Così, per avere l'apertura completa della luce, basta che l'otturatore abbia percorso solo un quarto dell'altezza di questa.

Distribuzione *Harris*. Le fig. 622, 623 ci rappresentano la sezione del cilindro provvisto di camicia, e la vista esterna della distribuzione. Le fig. da 624 a 629 danno il dettaglio dei diversi organi della distribuzione pel comando delle valvole di ammissione. All'estremità esterna dell'asse di

ciascuna valvola *a* è fissata la leva angolare *b c*. Nel mozzo b_1 di uno dei bracci *b* di questa è girevole l'asse *c*, intagliato rettangolo al mozzo

Fig. 621^{1}.

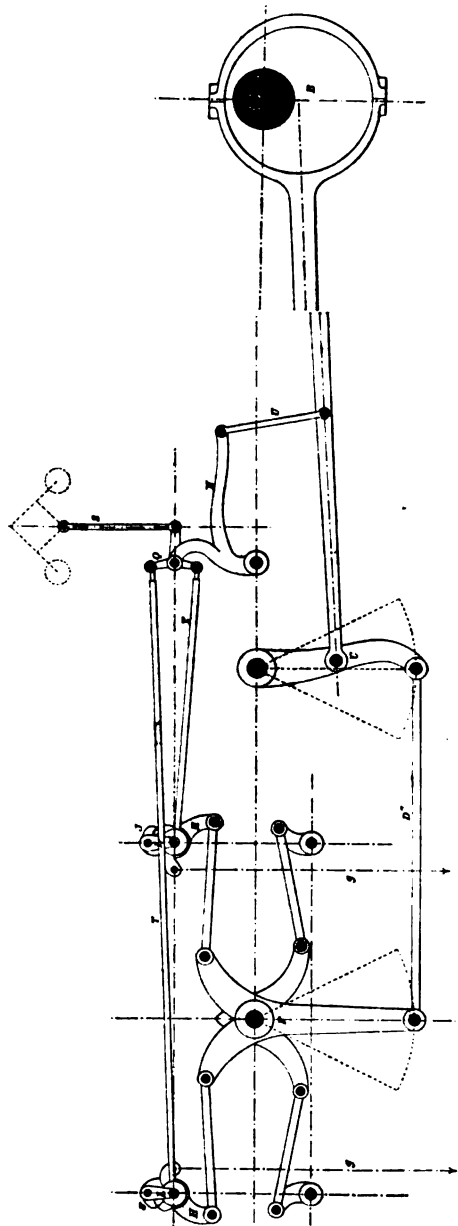
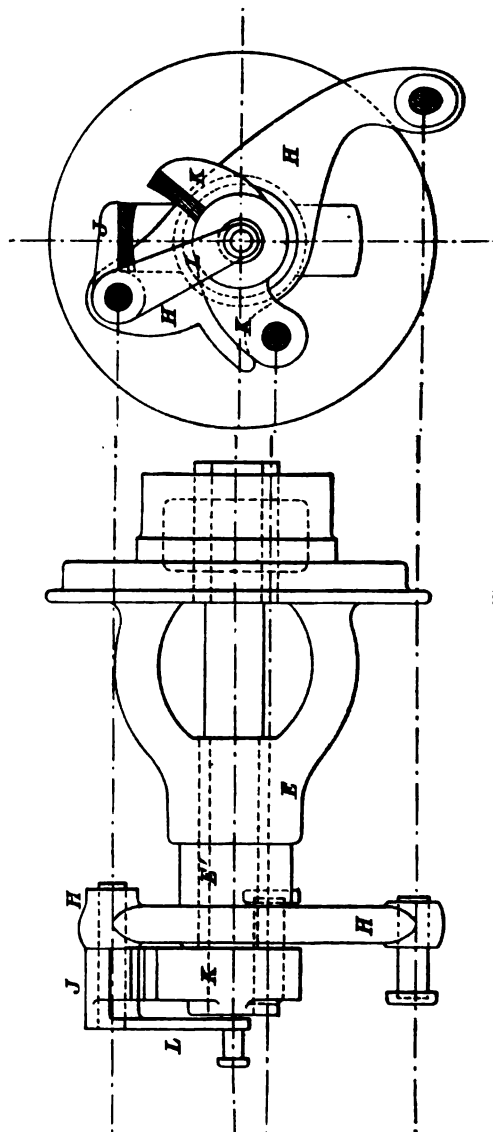



Fig. 621^{2}.

e portante all'estremo la forchetta *d*: sull'asse *a* è folle la leva *g* colla camma *f* e la leva angolare *k l*; quest'ultima, coll'asta *q*, è manovrata dal

solito disco centrale, che riceve moto oscillatorio dall'eccentrico. L'arpione *m* girevole sul braccio *b* (fig. 624) si impunta contro la porzione rettangola di *c*. Nella rotazione di *k l*, l'arpione *m* spinge l'asse *c* e quindi la leva angolare *b c* per modo che l'asta del moderatore *p* viene a sua volta sollevata. Durante la rotazione di *b c d* i rulli *e* all'estremo della forchetta scorrono sulla superficie della camma *f*, sicchè, per la forma di quest'ultima, la forchetta *d* e l'asse *c* sono posti in rotazione. Ma non appena lo spigolo di *c* si disinnesta nella rotazione dalla punta *n* dell'arpione *m*, al-

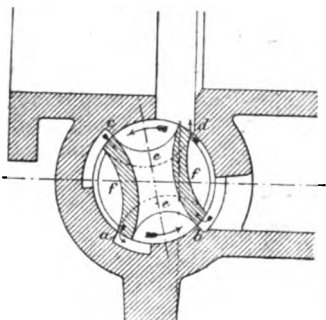



Fig. 621[3].

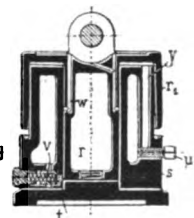
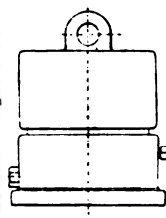
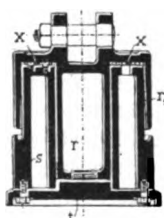
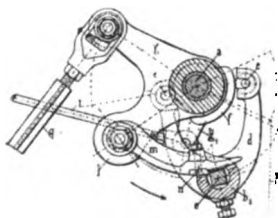
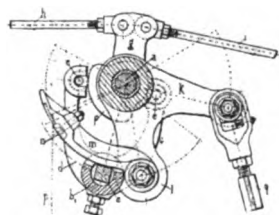
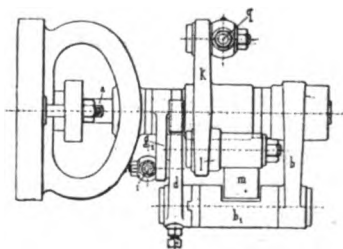
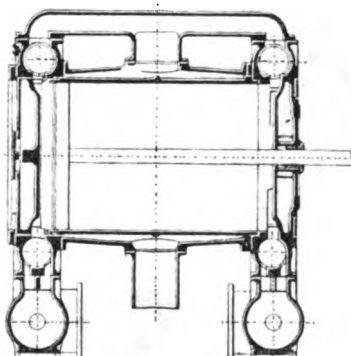
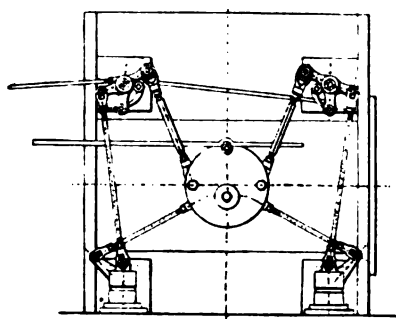



Fig. 622-629.

lora l'asta *p* del moderatore riporta la leva angolare *b c* nella posizione

iniziale, come mostra la fig. 626. Le leve $g\,g_1$ sono, col mezzo della aste h, i collegate ad un regolatore che modifica così il grado di espansione. Mentre una delle leve g si dirige verso l'alto, l'altra g_1 deve naturalmente essere diretta al basso, e l'asta i è disposta obliqua, dappoichè le valvole di ammissione sono manovrate in direzione contraria. La manovra delle valvole di scarico si effettua dal disco centrale nel modo ordinario. Il moderatore è rappresentato in dettaglio nelle fig. 627, 628, 629 e consta di tre

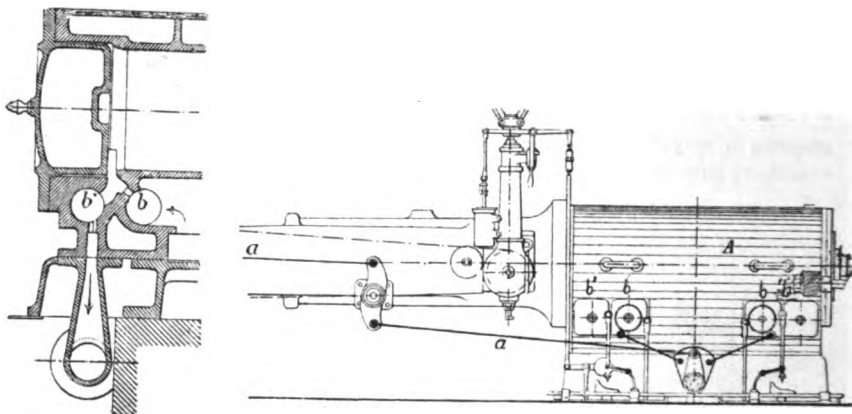



Fig. $630^{1 \cdot 2}$.

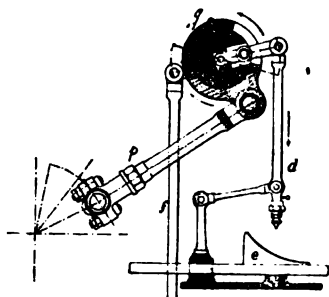



Fig. 630^{3}.

parti, lo stantuffo a, la capsula s e la base t; lo stantuffo r è fuso d'un pezzo colla campana r_1, e porta due fori w di lubrificazione. Quando lo stantuffo r è spinto in alto dall'asta p, genera un vuoto più o meno forte, che permette poi, col disimpegno degli arpioni della distribuzione, il ritorno dello stantuffo r di p, e della leva $b\,c$. Quell'aria che può entrare nel cilindro per le fughe viene dallo stantuffo r traverso la valvola r spinta nell'inviluppo della capsula s; col successivo sollevamento dello stantuffo essa è di nuovo eliminata colla valvola $x\,x$. La campana r_1, che si allarga alquanto al basso, riempie lo spazio al di sotto con aria, che, al discendere di r, si comprime e serve come cuscino.

Si hanno ancora distribuzioni a quattro robinetti, nelle quali però i condotti per l'ammissione e lo scarico agli estremi del cilindro sono comuni. Ne ricordiamo per brevità una sola.

Distribuzione *Powell*. La disposizione è data dalle fig. $630^{1 \cdot 2}$; b robinetto di ammissione, b_1 di scarico; la loro manovra è fatta con due eccentrici distinti. Quella dei robinetti di ammissione (fig. 630^{2}) è fatta coll'asta di eccentrico a. Ai detti robinetti è unito un meccanismo di scatto, tipo Correy (fig. 630^{3}). La leva p fa oscillare l'anello q, che porta il dente attivo, il quale agisce sul passivo montato su c dove il robinetto

è manovrato. L'asta *d* urtando contro il piano inclinato *e* produce lo scatto e l'asta *f* con molla richiama il robinetto alla chiusura. I robinetti di scarico, senza scatto, sono manovrati con altro eccentrico dalla parte opposta dell'asse della motrice.

30. Distribuzioni a robinetti Corliss senza scatto. — La manovra dei robinetti mediante disco centrale senza scatto venne già indicata colla motrice Payne. Recente, ma più importante è il sistema in cui si hanno quattro robinetti, due all'arrivo, e due allo scarico, senza scatto, sistema che permette di adoperare la distribuzione originaria Corliss in

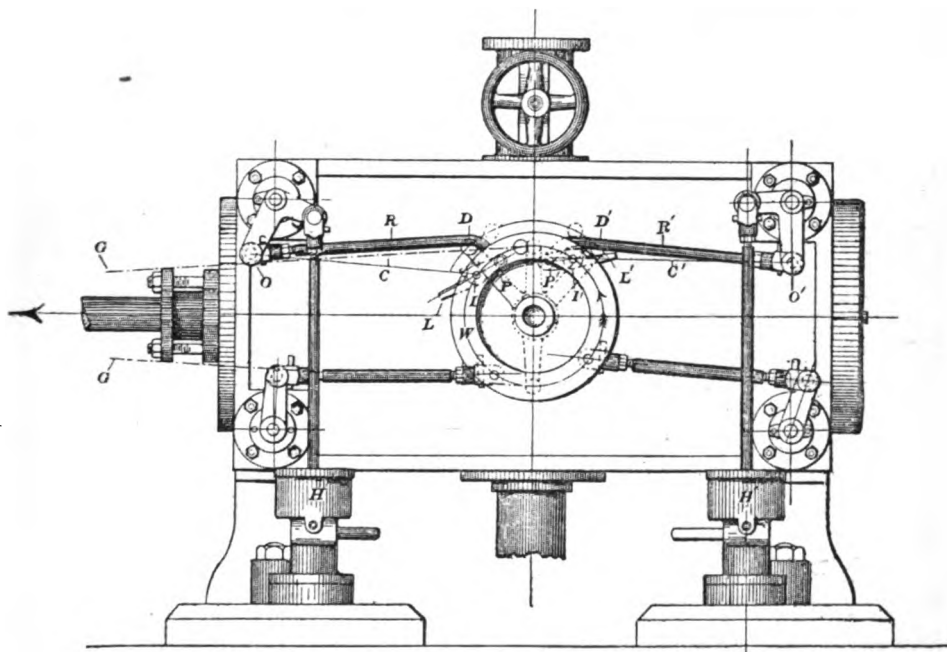



Fig. 631.

macchine veloci, come ne era esempio la motrice Frikart esposta a Bruxelles nel 1888.

La manovra dei quattro robinetti di questa motrice è desmodromica (senza scatto o chiusura di forza) cioè il disco centrale e le leve dei robinetti di ammissione e di scarico sono collegati con bielle rigide. L'eccentrico che comanda la distribuzione obbedisce ad un regolatore centrifugo sull'asse del volano col quale (come a § 2) non si fa che variare l'angolo di calettatura ed il raggio dell'eccentrico (v. per questa distribuzione il seguente Capitolo).

Le distribuzioni *Corliss* a scatto dominano agli Stati Uniti per tutte le macchine a velocità media. Ma, volendo usare nelle macchine veloci il robinetto, si provvide ad eliminare lo scatto. Nota al riguardo è la macchina Pitchford; più recente è la macchina Bates rappresentata nella fig. 631. Quando il disco di distribuzione *W*, comandata dall'eccentrico

del motore gira nel senso della freccia, il suo asse *I'*, intorno al quale è imperniato l'arpione *L'*, articolato da una parte in *P'* alla biella *R'*, trascina questo arpione e con esso la biella *R'* fino alla posizione rappresentata, ove l'estremo destro dell'arpione *L'* viene ad urtare il rullo *D'*. L'appoggio di questo facendo ruotare *L'* intorno ad *I*, solleva l'articolazione *P'* intorno ad *O'*, sopra il piano di incontro *IC'O'*, di modo che la trazione di *O'* su *R*, che è libera di continuare il moto sotto il richiamo del moderatore, chiude rapida, come per uno scatto, il robinetto di ammissione; gli organi prendono le posizioni indicate in *R*, *I*, *L* a sinistra della figura. Quanto ai rulli *D D'*, essi sono imperniati all'estremo

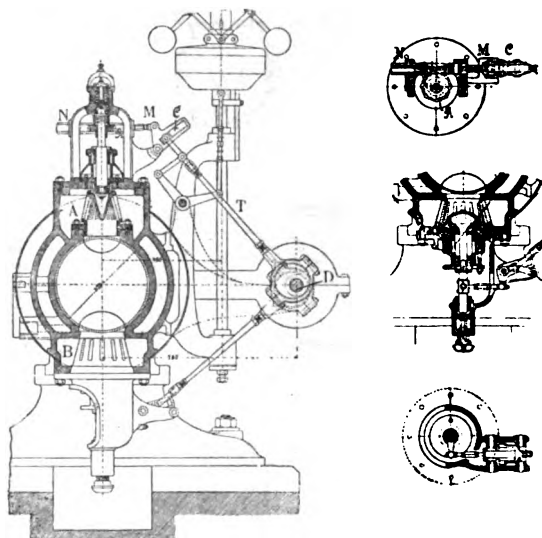



Fig 632.

di due leve codate distinte, folli sull'asse di *W*, e soggette in *G* al regolatore, che fa così facilmente variare l'espansione.

Caratteristico è pure l'impiego dei robinetti conici, senza scatto, con sede a graticcio, disposti sul cilindro della macchina come nelle distribuzioni a valvole (v. § 9) quali si riscontrano nella motrice Pfaff (figura 632).

I due robinetti superiori *A*, con sede interna, servono all'ammissione, gli inferiori, con sede esterna, *B* allo scarico: l'albero della distribuzione *D* che ha moto con ingranaggi dall'albero motore comanda con quattro eccentrici i quattro robinetti. La rotazione massima per aprire il robinetto o chiuderlo corrisponde alla distanza fra le mezzerie della scanalatura e della costola del robinetto a graticcio. I robinetti di ammissione son fatti rotare colla leva *MN* provvista di nottolino che ingrana colla ruota d'arresto *R* montata sull'asse del robinetto; il robinetto ha così moto intermittente nello stesso senso. Le ammissioni variabili si ottengono spostando col regolatore il perno d'estremità della leva *T* della scanalatura *C*. Il robinetto di scarico è comandato come indicano le figure

laterali ed ha moto oscillatorio. La pressione dei robinetti sulle sedi è regolata da molle. Con tal sistema la precessione all'ammissione è costante, gli attriti sono deboli, l'andamento dolce; esso, pur avendo gli otturatori movimenti piccoli, si presta a macchine veloci.

La manovra dei robinetti Corliss senza scatto può essere fatta cogli eccentrici spostabili a mezzo dei regolatori americani, come ne vedremo del resto esempio in appresso.

§ 8.

Distribuzioni a quattro piastre piane.

31. Distribuzioni a quattro piastre con o senza scatto. — Delle distribuzioni a quattro piastre, due per l'ammissione e due per lo

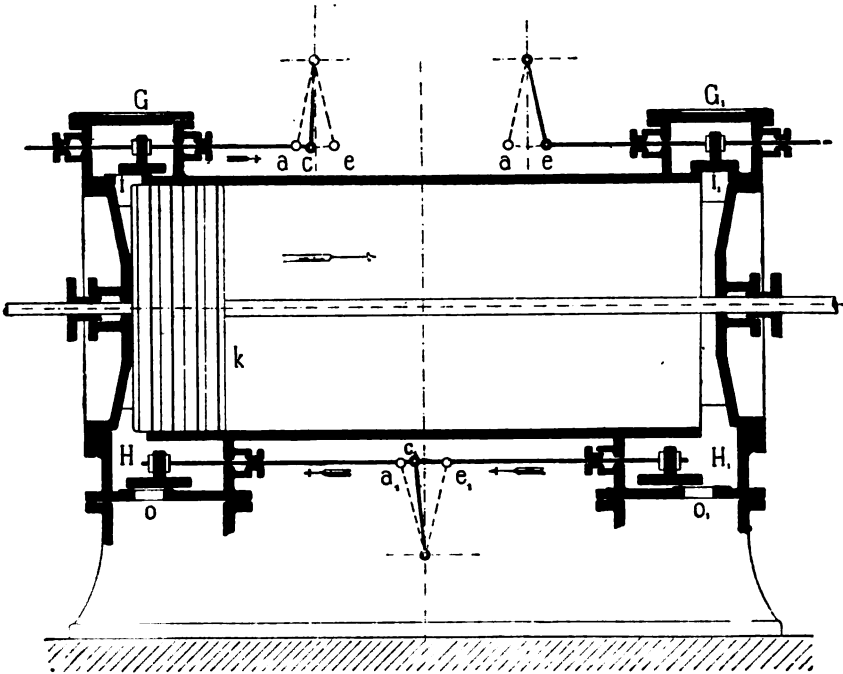



Fig. 633[1].

scarico, si hanno esempi in macchine senza scatto o con scatto, sebbene questi ultimi sieno i più frequenti.

Appartiene al primo tipo (senza scatto) la macchina Porter-Allen, uno dei primi esempi di macchine a grande velocità. Al secondo numerose motrici, di cui, a titolo d'esempio, citiamo alcune.

La disposizione delle piastre può essere fatta come alla fig. 633[1] che dà la sezione del cilindro della macchina Greene. Un eccentrico comanda quivi con uno stelo comune le due piastre HH_1 dello scarico, un

altro eccentrico le piastre di ammissione $G\ G_1$ con o senza interposizione di un meccanismo di scatto comandato dal regolatore. Talvolta le piastre sono a *graticcio* allo scopo di diminuire la corsa necessaria per l'apertura della luce. La posizione loro rispetto agli assi del cilindro può anche esser diversa, e cioè o di fianco, o laterale per quelle di ammissione e inferiore per quelle di scarico, come a fig. 633[1, 2], adottate da Brown nelle proprie motrici a scatto.

Il meccanismo distributore della macchine *Greene* (fig. 634) è il seguente. I distributori, in numero di quattro (due per l'ammissione e due per lo scarico, formati di cassetti piatti semplici od a griglia), si muovono nella

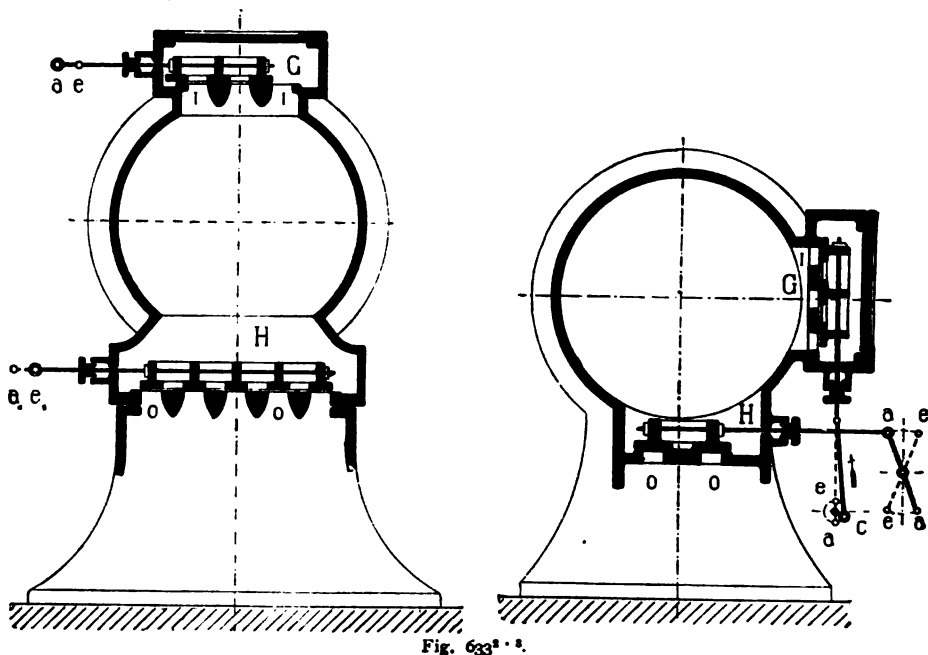



Fig. 633[1, 2].

direzione dell'asse longitudinale, parallelamente al loro specchio. Quando lo scatto ha luogo, i cassetti sono richiamati a loro posto dall'azione combinata d'un contrappeso e della pressione del vapore sulle aste dei distributori $D\ D'$, che hanno grande diametro. Le piastre sono comandate da due camme $B\ K$ e $B\ K'$, collocate verso l'interno, su due alberi $A\ A$, che sono articolati col mezzo di due piccole manovelle sulle aste delle piastre. La orizzontale J, portante le tacche $G\ G$, riceve, da un eccentrico calettato sull'albero della macchina, un moto rettilineo alternato. Al di sopra è la piastra $H\ I$, mobile verticalmente e collegata pel comando d'un regolatore colla barra F, che, secondo le variazioni di velocità, è animata da un movimento dal basso all'alto e dall'alto al basso. Le tacche della piastra mobile sono fissate ad $H\ L$, e possono per conseguenza alzarsi od abbassarsi, oltrepassando così più o meno la parte superiore della piastra J. Quando la barra si sposta, ad esempio nel senso della

freccia, la tacca viene a contatto colla superficie anteriore della camma corrispondente, la fa ruotare intorno al proprio asse ed agisce sulla piastra che ammette il vapore su una delle faccie dello stantuffo. Nello stesso istante, l'altra tacca viene a contatto colla faccia anteriore dell'altra camma, e, poichè le superfici sono tagliate oblique, la parte mobile della camma K è forzata verso l'alto, e ciò fin che la tacca sia passata oltre. Quest'ultima ricade per proprio peso al posto ordinario, sicchè può a sua volta essere azionata dalla barra J, quando questa si muoverà in senso contrario. Dappoichè la barra ha moto rettilineo, e la camma descrive invece un arco di circolo, arriva un istante in cui le tacche $G' K'$ si disimpegnano, e le camme e il cassetto da esse comandate sono richiamati dal vapore e dal contrappeso alla posizione iniziale. L'ammissione resta così sospesa con uno scatto. Il disimpegno ha luogo più o meno

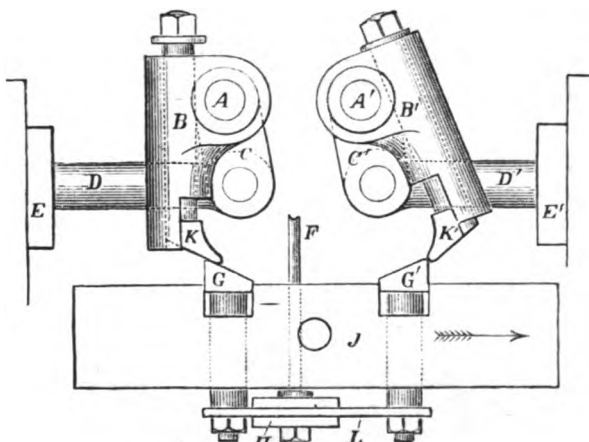



Fig. 634.

presto, secondo l'altezza cui si trovano le tacche $G\, G_1$; il regolatore interviene così a far variare l'espansione col modificare l'altezza delle taccche mobili a mezzo delle piastre $H\, L$. Un eccentrico indipendente comanda lo scarico.

Fra le numerose distribuzioni a quattro piastre che potrebbero citarsi (quali le motrici Bernard, Villette, Brison, Wannieck, Broown, Weeloch), ricordiamo queste ultime.

Distribuzione *Wannieck* (fig. 635[1 - 2]). Agli estremi del cilindro, sopra e sotto, stanno quattro cassetti a graticcio, i superiori per l'ammissione, gli inferiori per lo scarico. L'albero della distribuzione A, mosso con ruote coniche dall'albero motore, corre parallelo all'asse del cilindro. Un eccentrico A imprime moto di oscillazione alla leva $B\, B_1$ fulcrata in Z, agente insieme sulle due piastre di ammissione e di scarico corrispondenti. Esaminando solo il moto della piastra di ammissione ed il meccanismo di scatto, vedesi che, all'oscillazione di B, corrisponde un moto di F verso l'interno, in guisa da aprire i condotti di ammissione; ma, quando la punta R urta contro la coda di N, disimpegnansi i due denti o ed n, e

la pressione del vapore agendo nel senso del maggior diametro di *F*, spinge le piastre a chiudere le luci con uno scatto, rallentato dal moderatore; nel ritorno di *B*, il dente *n* riprende *o* al principio della fase precedente.

Si varia l'ammissione col regolatore mediante la disposizione data nelle due figure. Essendo ammissione e lo scarico comandati da un solo eccentrico, i limiti estremi di ammissione variano da o ∼ 0.40 di corsa.

La distribuzione a scatto con piastre a graticcio *tipo Brown* è rappresentata nella fig. 636. Essa comporta

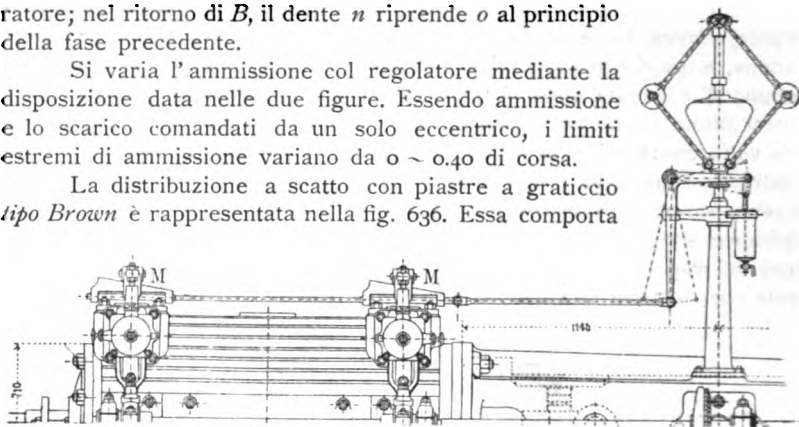



Fig. 635[1].

ad ogni estremo del cilindro due cassetti a graticcio; uno orizzontale, per lo scarico, comandato invariabilmente dalla camma *C*, tracciata in modo

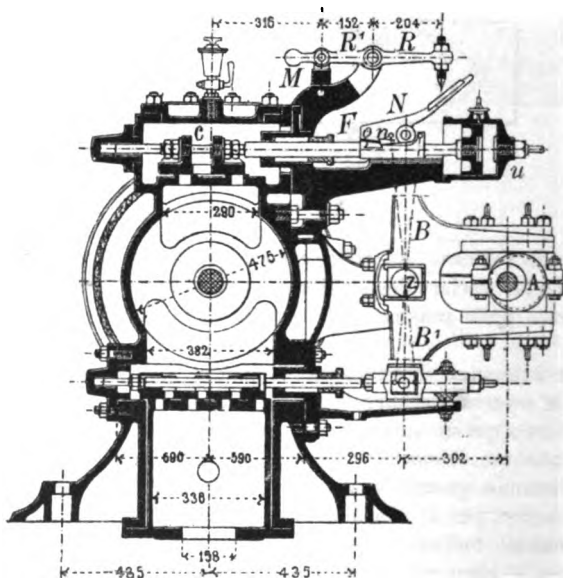



Fig. 635[2].

da ottenere aperture e chiusure assai rapide, l'altro verticale, per l'ammissione, e condotto dall'eccentrico *E*, colla leva folle *L*, a scatto *A*, comandato dalla leva *B*, unita al regolatore. Quando *A* abbandona *L* il cassetto ricade per la spinta del vapore ammorzata dal moderatore *P*.

Al tipo delle distribuzioni a piastre piane appartiene pure la motrice Weelock nella forma ultimamente datale. Questa motrice che aveva in passato quattro robinetti applicati sotto il cilindro a moto oscillatorio (con disposizione generale analoga a quella della fig. 630[1]) venne poi trasformata in una distribuzione a piastre piane a graticcio con apparenza

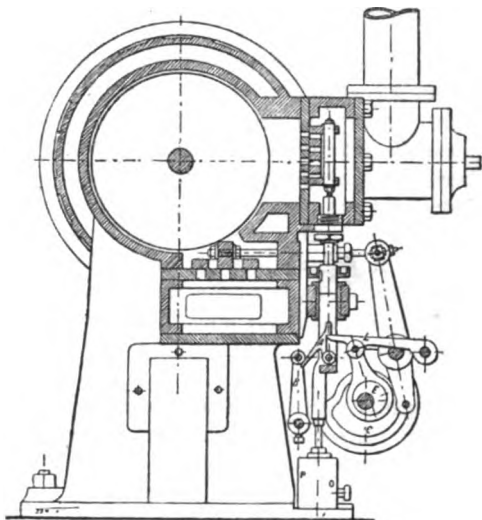



Fig. 636.

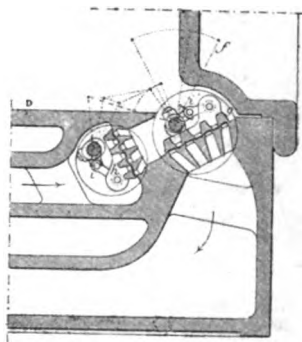



Fig. 637[1].

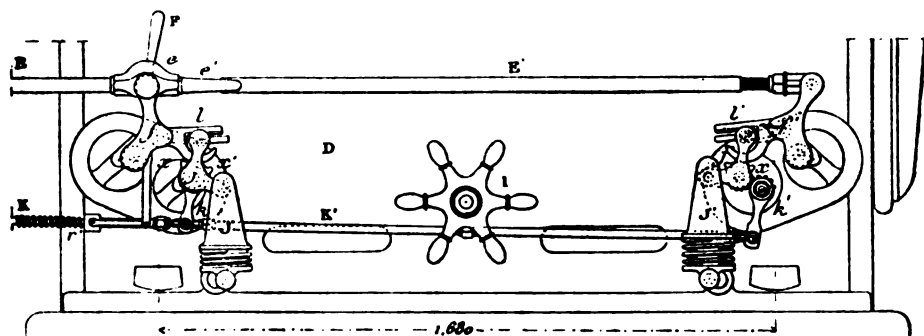



Fig. 637[2].

eguale; ma in essa però i robinetti sono fissi e formano la sede su cui muovesi l'otturatore a graticcio; la sede riesce così facile a ricambiare ed a fissare (fig. 637[1, 2]).

La manovra delle piastre scorrevoli sui graticci di scarico (esterni) è fatta direttamente dall'asta *E* di eccentrico, in guisa da far scorrere, colla oscillazione della leva *f* ed il perno *i* interno, a snodo, il pezzo *g* sul graticcio. Le piastre di ammissione *h* (interne) sono manovrate a scatto. Esse ricevono l'azione del regolatore colle leve *j* e *j'*. Allo scopo, ogni robinetto *h* è unito colle leve articolate *i* ad un asse *i'*, al cui estremo

sono montate le leve j e k, una fissata sull'asse, l'altra folle, ed il cui mozzo ha due tacche $x x'$, destinate ad incontrare il dente l di scatto montato ad articolazione sulla leva f. Eguale è la disposizione all'estremità posteriore. La leva k' ha il mozzo dentato che comanda un disco portante le tacche $x x'$; ma il funzionamento del meccanismo non muta in seguito alla riunione delle leve $f f'$ coll'asta E' e delle leve $k k'$ coll' asta K'.

La leva di testa k riceve l'azione del regolatore lungo $K r$ con un glifo in cui gioca un corsoio fisso all'asta K; su questa trovasi la molla r (la cui tensione si modifica con vite per regolare la velocità di regime). L'organo di scatto l, articolato su f, presenta una forchetta che riceve una piccola guida appiattita a fianco dell'asse, affinchè possa muoversi in una stretta apertura praticata nello spessore del ramo curvo di questa forchetta. Al di là, la guida è cilindrica e scorre in un dado d'acciaio munito di perno mobile nell'occhio della leva j. Il braccio superiore della forchetta è rettilineo, armato di dente saliente in acciaio, che, nella posizione della figura, è in presa dietro lo spigolo del dado; il contrappeso l assicura il contatto; esso, bilanciato con molla spirale, produce la chiusura rapida del cassetto a graticcio h.

Quando E ritorna, e con esso l, il ramo curvo inferiore della forchetta urta contro x, l'organo di scatto si solleva, ed il dado si libera dalla tacca; la leva j diventa libera è sollecitata dal contrappeso l cui è legata da un perno, ed il ca_setto di ammissione si chiude tosto. Al ritorno di E la forchetta è liberata dalla tacca x, e ricade sul dado, che la tacca riprende a fine corsa pronta ad aprire il cassetto.

Se il regolatore si dissesta, x' si avvicina allo scattatoio, lo solleva stabilmente, senza che la tacca della forchetta possa riprendere il dado, di guisa che l'ammissione resta chiusa e la macchina si arresta.

§ 9.

Distribuzioni a quattro valvole.

(Distribuzioni di precisione.)

32. *Le distribuzioni a valvola, in genere.* — Le distribuzioni a valvola (otturatori a riposo a sollevamento rettilineo) sono da annoverare fra le più importanti nel gruppo di quelle a quattro organi distinti. La lentezza della chiusura ed apertura dei robinetti e delle piastre è un difetto delle distribuzioni già descritte, che è causa di strozzamento di vapore nell'ammissione; altro difetto risiede nella loro difficile tenuta. Si evitano tali inconvenienti coll'uso di valvole, di cui si facilita il sollevamento facendo uso dei sistemi *a doppia sede* gia da noi descritti al Capitolo XXV del *Costruttore di macchine*, sebbene in tal caso non sieno scemate le difficoltà di tenuta.

Le distribuzioni a valvola, che richiedono sempre quattro organi otturatori, si distinguono in gruppi diversi, e cioè: *ad espansione costante* (cui corrispondono i primi tipi di motrici a vapore) e ad *espansione variabile semplice o con sistemi di precisione.*

Questi ultimi a loro volta si suddividono in due categorie: e cioè *con o senza scatto;* nel primo caso la valvola senza scatto è rapidamente accompagnata da opportuni organi sulla sede, condizione facile a realizzare, non avvenendo nella chiusura colle valvole alcun sensibile strozzamento. Ci dispensiamo dall'esaminare, per la poca importanza pratica, i sistemi ad espansione costante o variabile senza congegni di precisione.

33. Distribuzioni di precisione a valvola, con valvole accompagnate. — In questi sistemi la espansione è resa variabile col regolatore, e la chiusura dell'ammissione avviene cinematicamente in modo rapido, ma senza scatto.

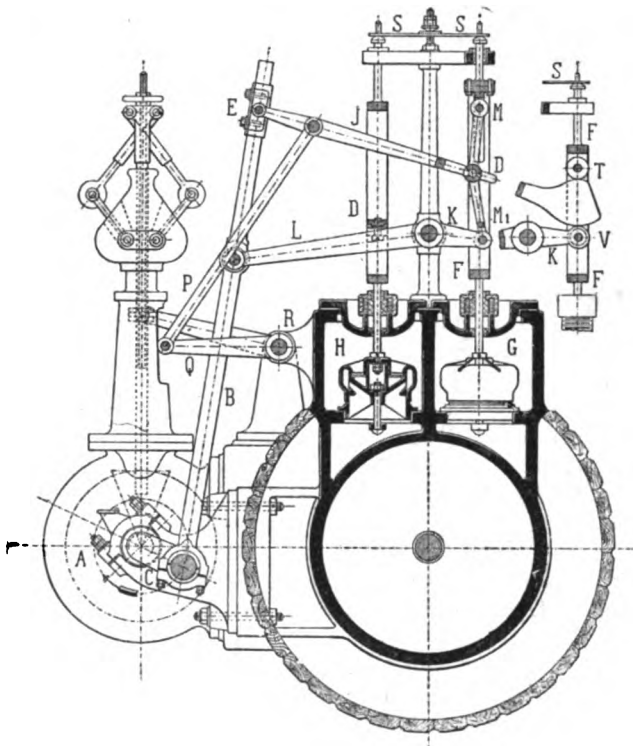



Fig. 638.

Sistema Collmann (fig. 638). Il contralbero A che anima gli organi distributori, viene mosso dall'albero motore, con egual numero di giri, correndo parallelo al telaio della macchina. Su quest'albero stanno due eccentrici o piccole manovelle, poste alle due estremità del cilindro.

Per stantuffo al punto morto (caso della figura) la manovella C ha già oltrepassato la sua posizione media dell'angolo che corrisponde alla precessione. La distribuzione ai due estremi del cilindro è fatta colle due valvole G (ammissione) ed H (scarico). L'asta B comanda le due valvole colla leva $L\,K\,M_1$ fulcrata in K, per cui l'estremo di L descrive un arco di circolo. Il moto di L è discendente, mentre lo stantuffo compie circa

mezza corsa d'andata; nella metà del moto ascendente lo stantuffo arriva al punto morto opposto; poi, nel suo ritorno, la leva L termina la mezza corsa di ascesa, ridiscende a metà fino al punto d' onde fu presa. Questo moto, trasmesso senza inversione alla *valvola di scarico* D, l'apre e la chiude nei momenti opportuni; la molla S di flessione ne assicura la chiusura. Diverso avviene colla *valvola di ammissione;* il moto della manovella si inverte; e cioè, per l'andata dello stantuffo, il braccio $K M_1$ compie una mezza corsa ascendente e mezza in discesa, e pel ritorno dello stantuffo, mezza corsa di discesa, e mezza di ascesa per tornare al punto iniziale. Il moto di $M_1 K$ si trasmette al telaio rettangolare, che è il prolungamento dello stelo F della valvola, col giunto a ginocchio $M M_1$ inserito nel telaio stesso. L'estremo M della spranga superiore ha due bottoni guidati in scanalature praticate sulle sbarre laterali del telaio. Così quando $K M_1$ spinge in su il giunto e la punta M_1 ha urtato contro la traversa superiore del telaio, la valvola si apre. Quando invece (o perchè $K M_1$ discenda o perchè il giunto a ginocchio sia ripiegato a destra) M discende (sempre guidato dalla scanalatura) la molla S fa chiudere la valvola, mantenendo la traversa superiore del telaio appoggiata ad M, finchè la valvola è chiusa; chiusa la valvola, la testa M può continuare a discendere senza disimpegnarsi dal telaio. Il principio del moto di chiusura dipende dunque dalla posizione del giunto a ginocchio, e sarà anticipato quanto più questo sia piegato (a destra, nella figura, o viceversa). Il braccio P, manovrato dal manicotto del regolatore, le leve I, Q ed il corsoio E regolano la posizione del giunto a ginocchio.

Il regolatore alza od abbassa il corsoio E colla variazione di velocità della macchina; ed E, per l'effetto degli altri organi, descrive una curva chiusa corrispondente al circolo dell'eccentrico, salvo la direzione invertita. L'oscillazione di E (da sinistra a desta per l'andata dello stantuffo, e viceversa nel ritorno) è tanto maggiore quanto più esso trovasi alzato lungo B. L'effetto del moto di E sarà di piegare il giunto da sinistra a destra al principio della corsa dello stantuffo (e precisamente poco prima, causa la precessione). Il giunto si raddrizza, poi per effetto della rotazione in su di $K M_1$ la valvola apresi; quindi si piega a destra ed allora, nel momento in cui M si allontana dalla traversa, la valvola comincia il moto di chiusura; quanto più ampia è, per causa del regolatore, la oscillazione di E, tanto più il moto di chiusura della valvola sarà anticipato o ritardato. Eguale effetto, anzichè col giunto a ginocchio, si può ottenere colla camma $V T$ (figura laterale).

Le fig. 639[1·2] rappresentano i diagrammi del moto della valvola di ammissione e del meccanismo di manovra per gradi di ammissione di 0.3 e di 0,5 (essi variano ordinariamente fra 0.1 ~ 0.8). Le ascisse sono gli spazi percorsi dallo stantuffo, le ordinate, gli alzamenti delle valvole; cioè la parte superiore ad $A B$ tratteggiata dà il movimento vero della valvola, quella inferiore il moto del punto M a valvola chiusa. La curva ABC sarebbe quella del moto delle valvole senza espansione, perchè non avvenga strozzamento, disegnata in guisa che l'alzata della valvola sia proporzionale alla velocità dello stantuffo nei vari punti della corsa. La fig. 639[3] dà il moto della valvola di scarico.

In altro tipo Collmann ha disposto le valvole di scarico al di sotto, con comando indipendente di quelle di ammissione. Analoghe alla Collmann sono le motrici Hartung, e Brown (nella quale ultima il moto dell'albero motore è preso con un sistema derivato).

Distribuzione *Radovanovic* (fig. 640). Come nelle altre distribuzioni, le valvole ricevono movimento da un asse che corre parallelo al telaio della macchina, mosso dall'albero motore con coppia conica nel rapporto unitario. Il meccanismo è eguale alle due estremità del cilindro e consta di un eccentrico E montato sull'albero distributore, di un anello che lo susségue, il cui asse geometrico si sposta parallelo a sè stesso secondo una data traiettoria, di un'asta d'eccentrico F che abbraccia l'eccentrico e l'anello, ed alla quale si uniscono, in due punti determinati, la leva G che comanda la valvola di ammissione e la leva H che comanda quella

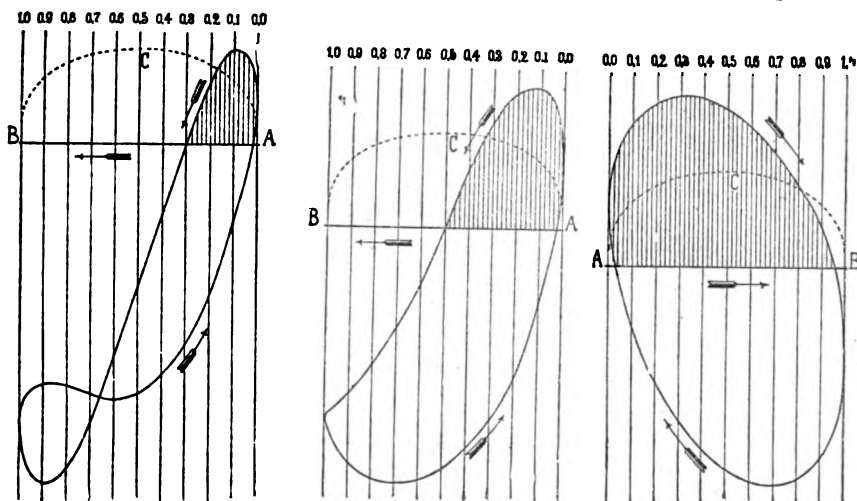



Fig. 639[1] . [2].

di scarico. La traiettoria dell'asse dell'anello è determinata mediante un sistema di leve montate su un asse centrale (eccentrico a quello dell'anello la cui rotazione produce lo spostamento della leva, e dell'anello stesso. Secondo la posizione dell'anello le punte dell'asta F descrivono curve diverse, onde ottiensi per tale variazione la variazione del grado di espansione. L'albero, cui è fissato il sistema di leve col quale si regola l'espansione, sta sotto il comando del regolatore. Questo sistema comporta alcune varianti nel modo onde è effettuato il moto dell'anello, il quale è talvolta foggiato come blocco scorrevole. Ma il principio di azione resta il medesimo.

34. Distribuzioni di precisione, a valvola, con scatto. In questo gruppo sono classiche le distribuzioni Sulzer, le quali hanno raggiunto, per il buon funzionamento e per la esatta costruzione, un alto grado di perfezione; sì che il sistema è stato imitato, con maggiore o minor successo, dagli altri costruttori del continente europeo. Esso tuttavia sarebbe inadatto per macchine molto veloci.

Sistema *Sulzer*. Tre tipi di distribuzione a valvola con scatto vennero successivamente ideati dalla casa Sulzer e presentati alle esposizioni mondiali del 1867 (Parigi), 1873 (Vienna), 1878 (Parigi). Dei tre tipi il primo è stato ormai abbandonato; di esso quindi non ci occupiamo.

Il secondo tipo *Sulzer* (1873) è indicato nella fig. 641. In esso, come negli altri, si hanno quattro valvole distributrici, due *G* di ammis-

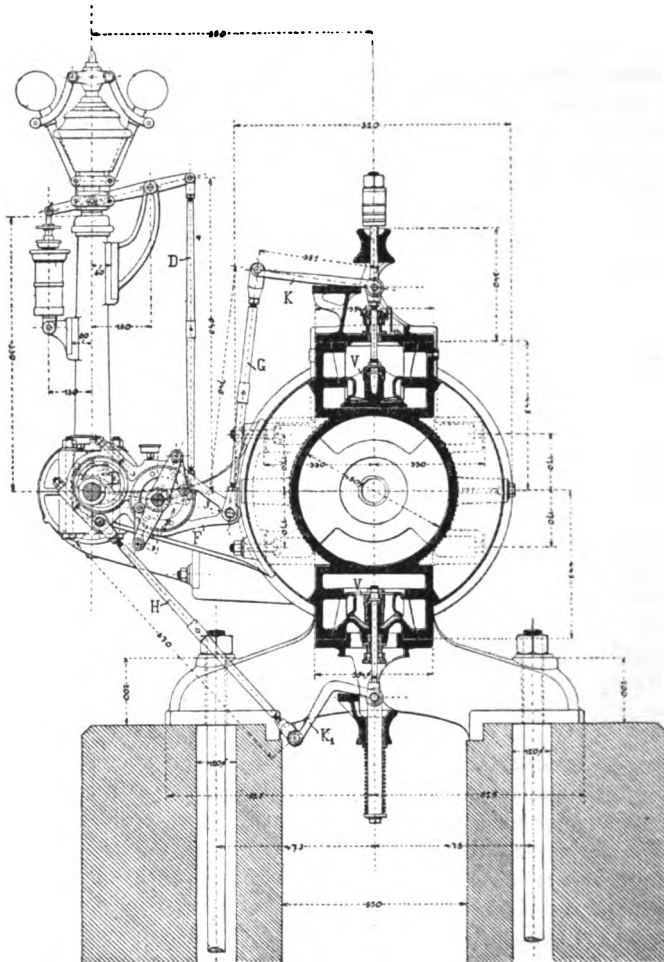



Fig. 640.

sione e due *H* di scarico. Tutte le valvole sono fatte chiudere da molle spirali; quelle di ammissione hanno inoltre un moderatore. Il cilindro è ad inviluppo, e la presa è fatta da questo. Il contralbero *A*, che corre parallelo al telaio della macchina, comanda gli organi distributori. L'asta *B* dell'eccentrico circolare *C*, agente sulla tavola di ammissione, è formata di sbarre piatte costituenti un telaio, la cui traversa superiore B_1, imper-

niata nelle sbarre laterali, serve di guida al tirante E. La traversa n forma il dente attivo. Il dente passivo o è unito al tirante E, cui, colla leva LL_1, è affidato il sollevamento della valvola, Il sistema delle leve $JMQP$, unito per P al regolatore, ed in cui R è il punto fisso, permette di modificare, a seconda della velocità della macchina, la posizione di o rispetto ad n. Il moto di n avviene secondo una curva chiusa, all'incirca elittica,

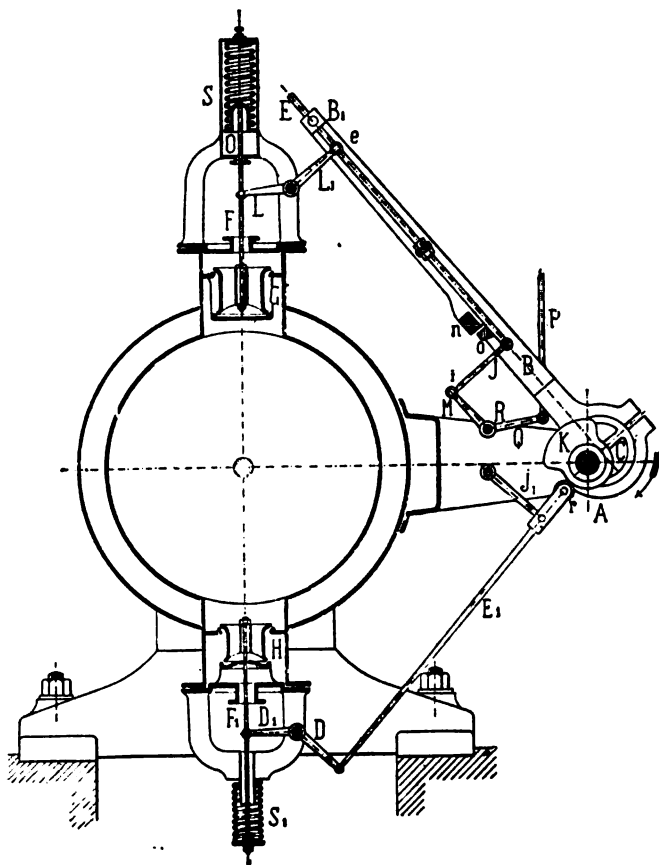



Fig. 641.

nel percorrer la quale n trascina o per un arco più o meno ampio, a seconda della posizione di o. Quando o esce dal campo dell'elisse, la valvola scatta.

La sensibilità del regolatore non è alterata poichè la pressione di o agisce sempre normalmente alla oscillazione di M.

Le successive posizioni del meccanismo di manovra sono indicate dalla fig. 642. Sia K_1 (manovella ideale trasportata al centro di rotazione dell'eccentrico) la posizione della manovella motrice assunta a rappresentare un punto morto; in tal posizione, l'eccentrico è spostato dalla posizione media dell'angolo di precessione, cioè in 1. Se lo scatto avve-

nisse in tal punto sarebbe nullo il grado di ammissione, come indica la figura. Evidentemente il primo incontro di *n* ed *o* deve aver luogo quando l'eccentricità è nella posizione media; quando cioè la manovella sta indietro del punto morto dell'angolo di precessione. Il tratto *e*, percorso da *n* ed *o* insieme, è la precessione lineare all'ammissione; la quale riesce costante. L'innesto di *n* ed *o* avverrà con un certo urto, perchè in quel punto l'asta d'eccentrico ha la massima velocità. Quando il manicotto del regolatore è assai basso il contatto fra *n* ed *o* può durare fino circa alla posizione diametralmente opposta ad I per cui la valvola si chiuderebbe senza scatto; ciò avverrebbe circa a 0.95 di corsa: la manovella sarebbe in K_{VII} e l'eccentrico in VII, distanti l'uno dal punto morto l'altro dalla quadratura dell'angolo di precessione; ma il manicotto del regolatore spostandosi, le ammissioni ponno cessare in punti intermedi.

Lo *scarico* è manovrato dalla camma *K* (fig. 641) premente sull'estremo della leva E_1 e quindi, colla leva $D D_1$, sulla valvola.

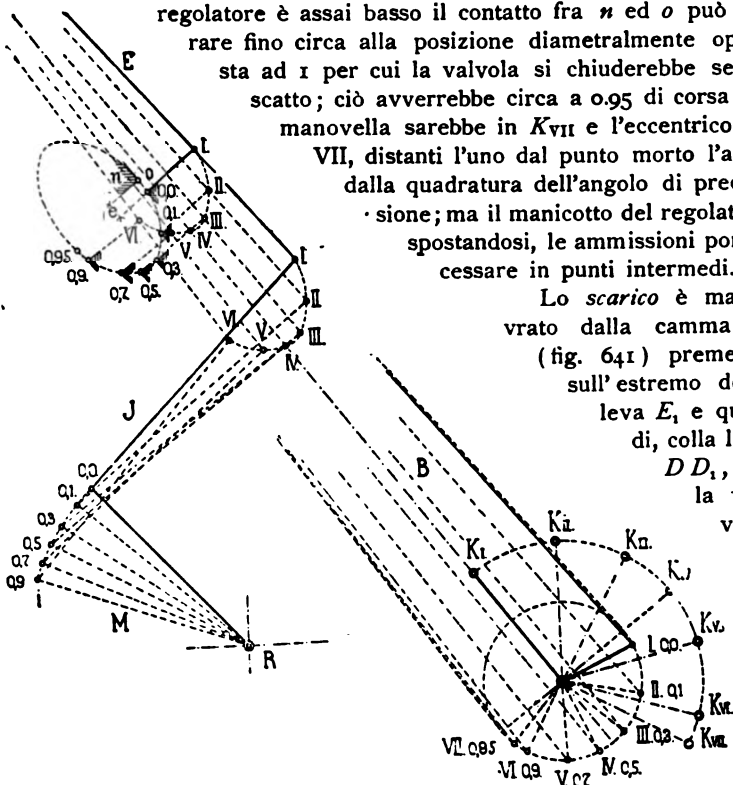



Fig. 642.

Il tipo *Sulzer* del 1878 fu ideato allo scopo di togliere il difetto dell'urto fra il dente attivo e passivo sopra accennato, che è tanto maggiore quanto più la motrice è veloce (fig. $643^{1 \cdot 2}$). La valvola di ammissione si apre pel contatto della coda *a* (dente passivo) e del dente attivo *b* manovrato dall'eccentrico; *b* descrive collo spigolo inferiore sinistro una figura chiusa nel senso della freccia, aprendo la valvola nel senso di moto $y y_1$, mentre striscia nel senso $x x_1$ sulla concavità di *a*. Il moto di *b* è lento nell'incontro con *a*; poi si accelera. Il regolatore, trasportando a sinistra o a destra la curva di *b*, aumenta o diminuisce il contatto, cessato il quale verificasi lo scatto e l'espansione.

Il moto è impresso a *b* da apposito meccanismo. L'asta *B* dell'eccentrico *C* è guidata in *c* (che descrive un arco il circolo) dal doppio brac-

cio *d*, folle sull'alberino *O*. Al tirante *f*, unito a *c*, si impernia superior-

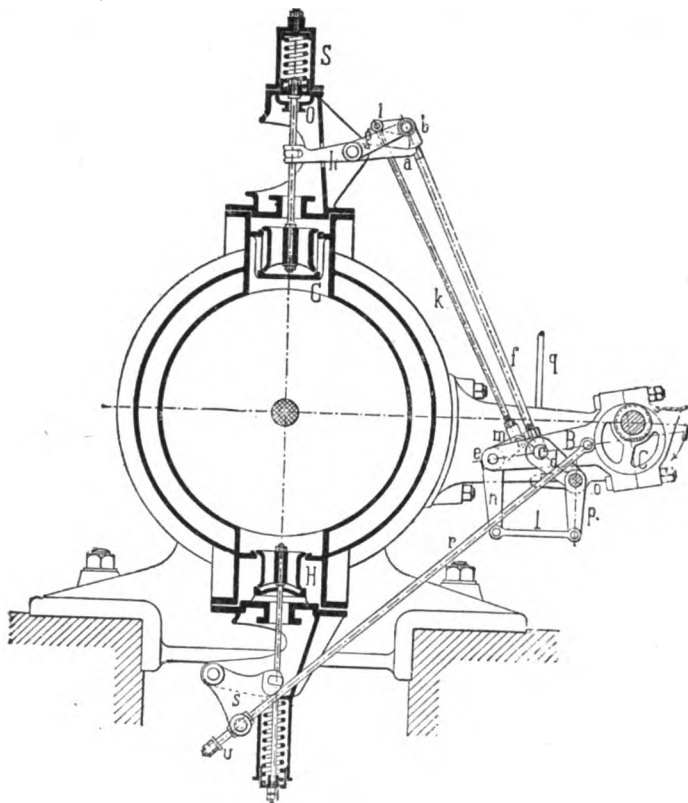



Fig. 643[1].

mente la leva *i b*. Il perno di *i b* descrive un arco sul cerchio di *h*, cui è collegato dal doppio braccio *g*. In tal modo *b* riceve moto oscillatorio nel senso *y y*; ma l'asta *k* (unita ad *e* colla leva *m*) gliene dà un altro nel senso *x x*. Il sistema di leve *m e n l p d*, unito al regolatore, può far spostare la posizione del punto *m*, a seconda della posizione del regolatore e della velocità della macchina; con che il dente attivo *b* viene spostato a destra o a sinistra, modificando così il grado di ammissione.

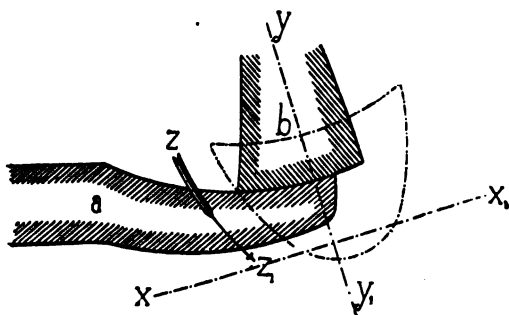



Fig. 643[2].

Le fig. 643[3·4] mostrano la forma delle curve descritte dai punti più interessanti della distribuzione, in relazione a tre posizioni del manicotto

del regolatore; una a linea continua per la posizione media, una a punti per la massima ammissione una a punti e tratti per ammissione nulla. L'ammissione può variare da o a 0,90 di corsa.

La valvola di scarico (fig. 643[1]) è comandata da *B* col tirante *r* infilato in un occhio della leva angolare *S* che solleva la valvola; l'estremità è munita del disco *U* che trascina seco *S* al momento di aprire lo

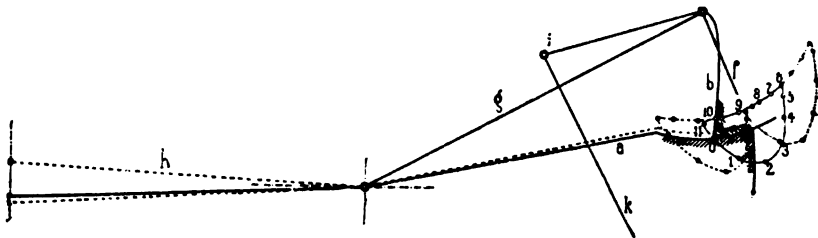



Fig. 643[3].

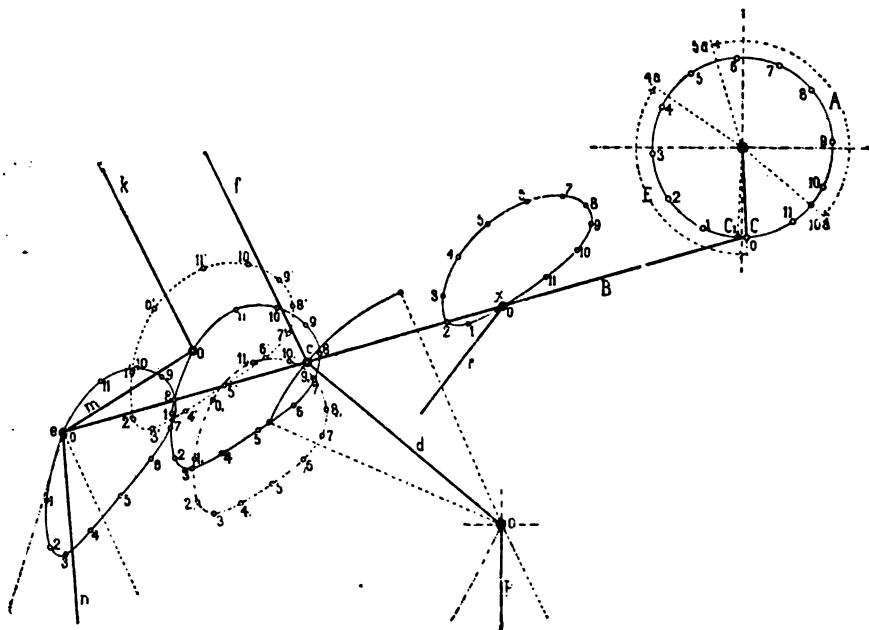



Fig. 643[4].

scarico. Chiusa la valvola, il tirante *r* segue il proprio moto continuo, scorrendo nell'occhio. Le valvole si aprono per intero molto rapidamente. Lo scarico chiudesi presto dando forte fase di compressione.

Il successo delle distribuzioni Sulzer ha generato una serie di tipi analoghi, quali i tipi Zimmermann, Brown, Marcinelle, Konig, Hartung, ecc., che sarebbe fuori del circolo di quest'opera il descrivere. Noi accenneremo solo brevemente ad alcuni, allo scopo precipuo di mettere in evidenza la varietà dei meccanismi di manovra.

Distribuzione *Zimmermann*. Un eccentrico unico sull'albero motore conduce le valvole d'ammissione e di scarico. Il meccanismo di scatto per le valvole d'ammissione è dato dalla fig. 644. L'asta d'eccentrico comanda una leva a tre code, fulcrata sulla mezzeria del cilindro, producente l'oscillazione delle leve *b*, *c* formanti il telaio portante nell'interno il dente attivo *e*, il quale ultimo, appoggiando nella discesa su *G*, solleva la valvola più o meno lungamente secondo che la biella è più o meno vicina all'asse della leva. Queste bielle sono unite ad una doppia manovella fatta oscillare dall'asta del regolatore. Le variazioni di ammissione vanno da o a 0.4 della corsa dello stantuffo.

La distribuzione *Hartung* (fig. 645), è tra le più semplici. Le valvole stanno sopra e sotto il cilindro, e sono comandate da un breve contralbero normale all'asse di esso, facente eguali giri che l'albero motore;

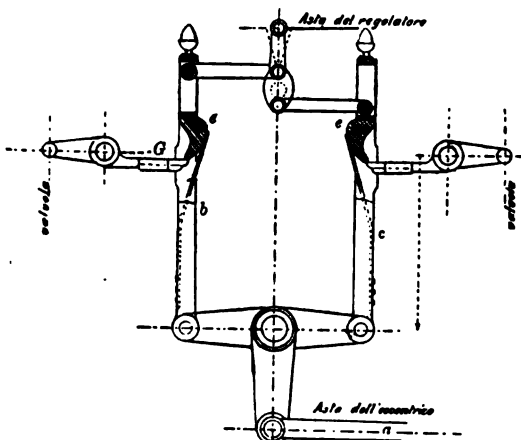
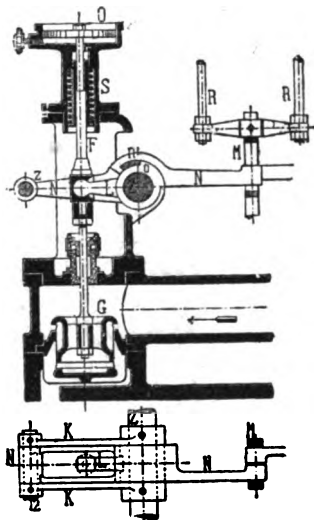



Fig. 644. Fig. 645.

questo asse agisce, insieme con un bottone di manovella e due biellette, sulla valvola di ammissione e di scarico da una parte del cilindro, ed anima il regolatore colla velocità che gli è propria. La biella di ammissione fa oscillare l'asse *Z* tenuto dal castello della valvola su cui è folle il braccio *L*, innestato a noce sullo stelo *F* di questa: stelo provvisto di molla di scatto *S* e di moderatore *O*. All'estremo *z* della doppia leva *K K*, fissata a *Z*, è imperniato il braccio *N* armato dal dente *n* e prolungato con una coda. Il dente attivo *n* si impunta contro il passivo *o* del mozzo di *L*, e solleva la valvola; ma, mentre ciò avviene, si abbassa la coda dell'arpione, e poichè l'estremità di questa a destra è inserita nella finestra *M M*, pendente colle aste *R R* dal manicotto del regolatore, verrà istante in cui la coda è fermata dalla traversa inferiore, secondo la posizione del regolatore. Così *n* si disinnesta da *o* e lo scatto producesi. La scala di ammissione può variare da o a 90 di corsa. Questo sistema è stato ultimamente alquanto modificato nei dettagli.

Distribuzione *Pokorny* (fig. 646). L'albero distributore corre parallelo al cilindro della motrice, e porta, nel piano medio di ciascuna valvola di ammissione, calettato un eccentrico. Questo fa muovere un'asta la cui estremità superiore, foggiata a forchetta, è articolata, a mezzo del perno *c*, colla leva *d*.

Le due leve *d* (una per valvola), per la manovra delle valvole di ammissione, sono girevoli intorno al punto *e*, e, nella rotazione dell'eccentrico, vengono regolarmente alzate ed abbassate. Al perno *e*, è applicata la leva *h* girevole, pure foggiata a forchetta che, all'esterno, mediante l'asta *b*, è collegata colla piccola manovella *a*. Questa manovella riposa sopra un albero che, sotto l'azione di un regolatore centrifugo, può essere fatto ruotare di maggiore o minore ampiezza.

Al perno *c*, internamente alla forchetta della leva *h*, è infine applicato girevole l'arpione *f* che, nella parte prossima al mozzo, è provveduto d'un naso *g*. Questo, pel peso proprio dell'arpione *f*, appoggia contro la corrispondente superficie interna della leva *h*.

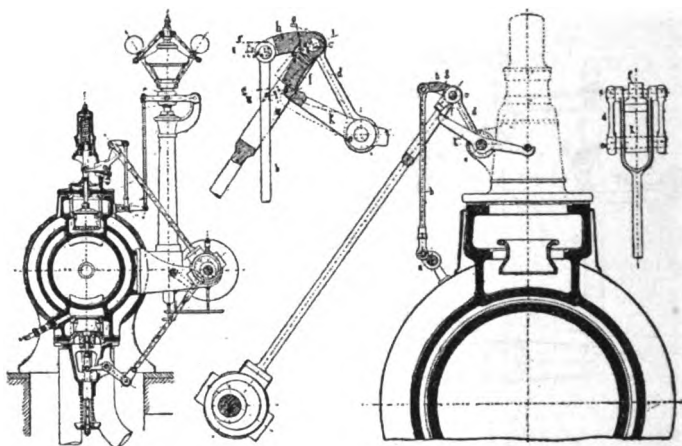



Fig. 646.

Sull'appoggio della valvola di ammissione è, in *e*, montata girevole la leva *h* a due braccia; ed una estremità di questa è foggiata ad arco di circolo nel contatto coll'arpione *f*; quest'arco di circolo ha il proprio centro in *c*. Per tale disposizione, nel periodo di riposo della macchina, essa si mantiene ferma nella sua posizione, anche quando la leva *h*, coll'arpione *f* applicato al perno *c*, oscilla in un senso o nell'altro.

L'altra estremità della leva *k* è foggiata a forchetta, e si applica sotto un perno unito all'asta della valvola di ammissione per effettuarne ove occorra, il sollevamento.

La distribuzione agisce così: prima che la manovella si trovi al punto morto, l'asta dell'eccentrico porta la leva *d* nella posizione più elevata, cosicchè l'arpione *f* si trova di qualche poco al disopra del profilo arcuato sulla leva *k*, il cui punto medio giace parimenti in *c*, e può seguire libera l'azione del proprio peso.

Con ulteriore rotazione della manovella l'asta dell'eccentrico si abbassa e preme di nuovo, mediante l'arpione *f*, la leva *k*, per modo che la valvola di ammissione si apre. La manovella raggiunge allora il punto morto; la valvola è aperta di un dato grado di precessione lineare, ed il vapore entra nel cilindro.

Per una ulteriore rotazione della manovella motrice, la leva *h* e l'arpione *f* formano un tutto unito indivisibile, in quanto il naso *g* dell'arpione *f* giace stabile contro la superficie interna della leva *h*.

Ora, finchè l'albero *a* manovrato dal regolatore resta in riposo, ovvero ruota di piccolissima ampiezza, le leve *d* e *k* ruotano insieme ulteriormente verso il basso, e la leva *h* e l'arpione *f* ruotano nella stessa direzione parimenti verso l'alto.

Per ciò viene a modificarsi la posizione dell'intaglio dell'arpione *f* rispetto alla leva *I*, e questa si avvicina sempre più al suo spigolo esterno. Dopo un dato tempo l'intaglio passa sopra questo spigolo, la leva *k* diventa libera e la valvola si chiude sotto l'azione del peso proprio, o di molla.

In seguito ad ulteriore movimento dell'asta di eccentrico, questa non esercita più alcun effetto di manovra sulla valvola, in quanto l'arpione *f* si mantiene costantemente fuori del contatto colla leva *B*.

Quando l'asta dell'eccentrico si muove nuovamente verso l'alto, allora l'arpione *f* ritorna ancora sullo spigolo della leva *k* e può, sotto l'azione del suo peso, far ruotare l'arpione sulla leva *k*, di ampiezza tale, che il naso *g* si impunti di nuovo contro la superficie interna della leva *h*. Da questo punto si ripete in modo regolare l'andamento delle fasi sopra indicate.

Dall'esame della figura si riconosce che, quanto più l'asta *b* vien sollevata per opera del regolatore, tanto minore riesce per la motrice il grado di ammissione. Inversamente, aumenta il grado di ammissione, e quando l'asta *b* è spinta verso il basso. Inoltre, per la forma della leva *k*, la precessione lineare all'ammissione rimane costante. Il rapporto di trasmissione dall'albero motore a quello della distribuzione deve essere di 1.

Descrivasi ora collo spigolo della leva *k* un arco I V; deve essere questo il luogo geometrico dei punti in cui l'arpione *f* può lasciar libera la leva *k*. Conducasi, coll'eccentricità dell'eccentrico assunta come raggio, un circolo, determinando quei punti che corrispondono alle diverse posizioni della manovella, equidistanti da 1 a 10; conducasi colla lunghezza della leva *d* l'arco di circolo I: si può, nell'incontro del medesimo colla lunghezza dell'asta di eccentrico, determinare dal punto superiore quelli corrispondenti alle posizioni 1-10. Si porti ora la lunghezza dell'arpione *f* nel circolo, si tagli col medesimo da questi punti di intersezione il circolo I, V; i punti di intersezione trovati corrispondono alle posizioni della leva *k*, quando la medesima, per le date posizioni dello stantuffo, deve lasciar libera la valvola.

È da questo punto cosa semplice valutare la lunghezza della leva pei diversi gradi di ammissione, e quindi colla lunghezza della leva *b* si conducono gli archi di circolo II, III, V, VI, ecc.

Le valvole di scarico sono manovrate da semplici camme, montate sull'albero distributore, e agenti sulle valvole mediante un sistema di leve.

L'ammissione nel cilindro può variare da 0 a 0,75 di corsa.

Distribuzione *Nordberg*. L'albero di distribuzione *D* comanda ad ogni estremo del cilindro gli organi rappresentati nelle fig. 647, 648. Il suo eccentro *d*, ha la propria asta cava articolata da un lato all'asta *g* della leva *G*, imperniata in C^4 nella lanterna *c*, solidale alla valvola di ammissione *B*, e dall'altra parte alla leva codata *E*, che comanda con *h'* la leva *H*, imperniata intorno al punto fisso *h*. Il regolatore agisce con *j* su una terza leva *I* imperniata in *i* su *G*, ed il cui piccolo braccio porta una tacca *i'*. Nella posizione fig. 647 questa tacca riposa su quella h^2 della leva *H*, e gli assi *h* ed *i* coincidono, di guisa che l'eccentrico, girando nel senso della freccia, ed *e'* descrivendo la curva 1, 2, la leva *G* oscillando intorno all'asse *i*, fissato per l'appoggio di *i'* su h^2, comincierà coll'aprire la valvola di ammissione *B*; ma, nel tempo stesso, la leva codata *F*, abbassando *h* e riportando h^2 a sinistra, la disinnesta da *i'*, e chiuderà (fig. 648) l'ammissione tanto più presto, quanto più il regolatore avrà fatto rientrare, con *J*, l'arpione *i'* verso destra. Questa espansione è indipente dal logoramento dei contatti *i'* e h^2. Chiusa l'ammissione, il punto *e'* descrive prima la parte ascendente 2, 3 della curva 1, 2, 3, poi la parte quasi orizzontale 3, 1, durante la quale la leva *G* resta quasi immobile, mentre *H* riporta h^2 sotto *i'*, pronto a ricominciare, come a fig. 647, una nuova ammissione. Le tacche *i'* e h^2 si incontrano quasi senza urto. Quanto allo scarico, esso si effettua col rinvio *Nn'O* comandato dalla camma *M*, in due parti registrabili una sull'altra.

Altre recenti distribuzioni a valvola sono la Komareck, la Arndt, ecc.

§ 10.

Distribuzioni miste.

35. Distribuzioni a valvole ed a piastre piane o robinetti, con scatto. Le distribuzioni *miste* sono distinte dalle altre per l'uso di organi otturatori diversi all'ammissione ed allo scarico. Generalmente l'ammissione è fatta con valvole, lo scarico con cassetti piani, o robinetti. Si vollero così utilizzare i vantaggi delle valvole per la sola ammissione, e cioè il piccolo sforzo necessario al sollevamento ed una grande sezione di passaggio del vapore, anche per piccole corse dell'otturatore. Nello stesso tempo la debole pressione a fin di corsa ha permesso di conservare per lo scarico il cassetto piano, semplice di costruzione, di funzionamento sicuro, e facile a riparare. Si ottengono così per lo scarico sezioni di passaggio assai grandi, con piccola corsa usando di piastre a graticcio di grande lunghezza.

In alcuni sistemi le valvole di ammissione, come le piastre di scarico sono manovrate senza scatto. Nei più importanti tipi di questo gruppo la manovra è fatta con scatto.

I sistemi sono numerosi (Nolet, Socin e Wich, Hick, Proell, Hoyois, ecc.); ci limitiamo a ricordarne le forme principali.

Sistema Nolet. Nell'ultima disposizione (fig. $649^{1 \cdot 2 \cdot 3}$) Nolet ha adottato due valvole per l'ammissione dietro il cilindro, e due piastre a gra-

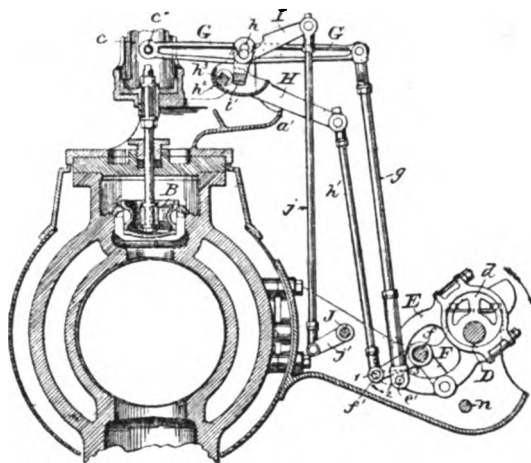



Fig. 647.

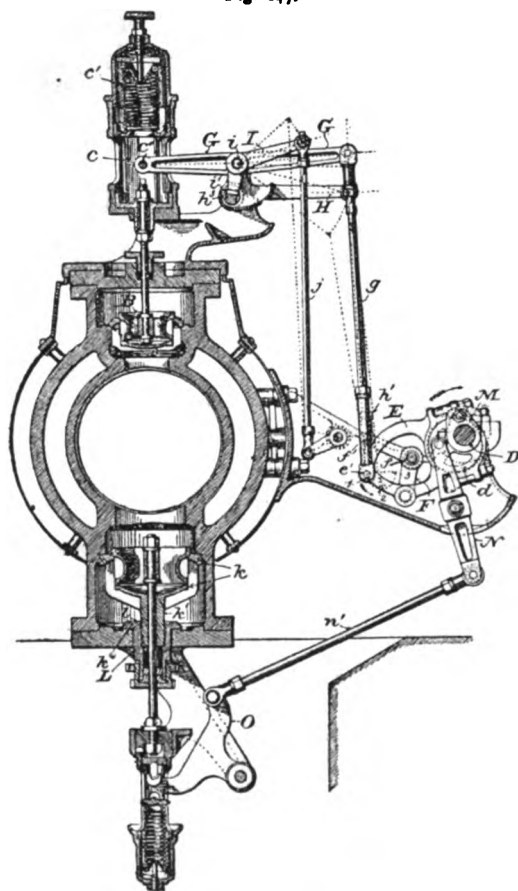



Fig. 648.

ticcio di sotto per lo scarico. Il contralbero *A* parallelo alla macchina (coll'eguale numero di giri) comanda il regolatore e le valvole di ammissione e di scarico. *A* porta una camma *C* per ogni valvola così profilata da aprire rapidamente la stessa nel primo terzo di corsa, quindi con maggior lentezza fino a $^{7}/_{10}$. (Vedasi il dettaglio a lato.) Su *C* riposa l'asta ver-

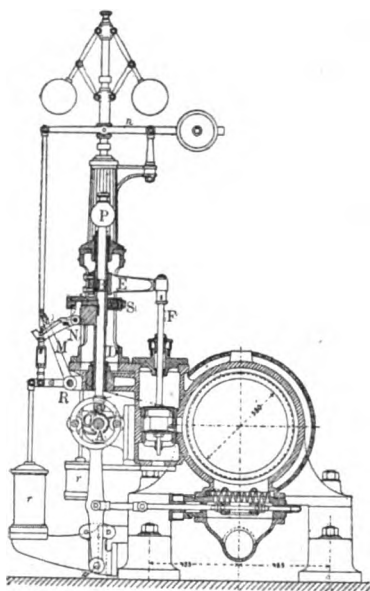



Fig 649¹.

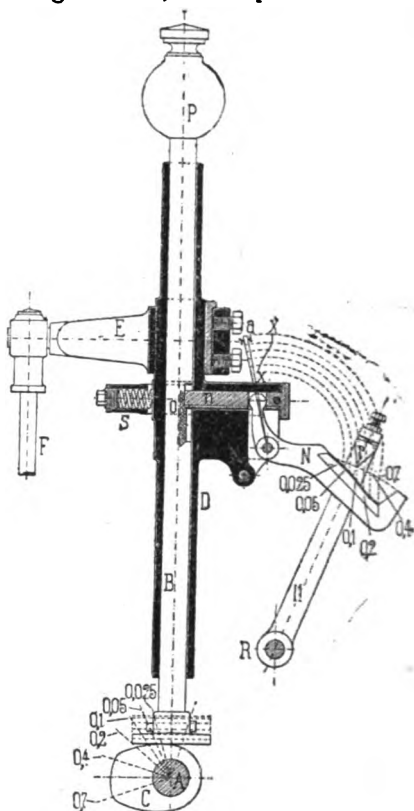



Fig. 649² · ³.

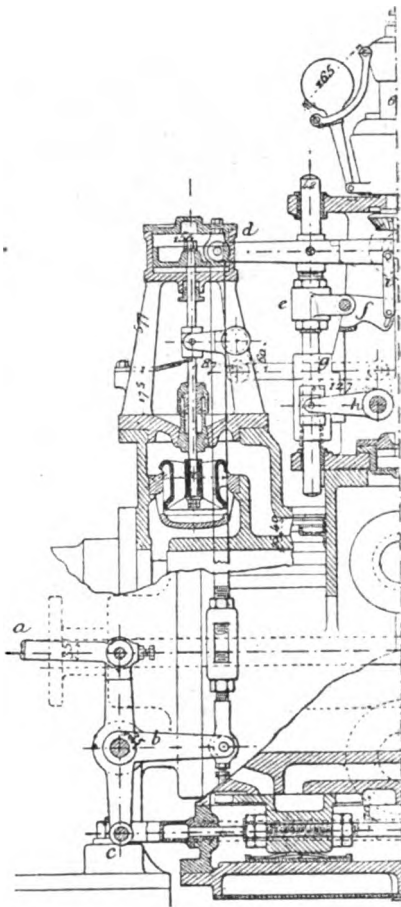
ticale *B* gravata dal peso *P*, su cui è infilata libera la camma *D*, portante in *F* lo stelo della valvola. L'asta *B* ha una tacca *O* in cui entra l'arl'arresto *n* quando *B* è nella posizione più bassa. L'arresto *n* scorre in una guida a staffa unita a *D*, ed è premuto contro il fondo da una molla *S*. Il braccio *N*, girevole, è da una parte inserito nell'occhio dell'arresto, dall'altra parte ha un piano inclinato destinato ad incontrare lo spigolo *r* di *M* montato sull'asse *R*, che è manovrato dal regolatore. Quando, naturalmente o per opera del regolatore, l'incontro tra *R* ed *r* si verifica,

n è ritirato, la camma *D* scende e la valvola si chiude. L'urto è ammorzato da un moderatore ad olio. Le ordinate di *x x* rispetto ad un asse passante pel fulcro di *N* dànno l'alzata della valvola fino all'istante dello scatto, pei gradi d'ammissione indicati nella figura; la corsa compiuta, mentre *n* si disimpegna da *o* è rappresentata dall'angolo *a*.

Distribuzione Proell (fig. 650). La barra d'eccentrico *a* conduce la leva *b* che fa oscillare la leva superiore *d*; questa a sua volta fa oscillare i manicotti $e\,e_1$ ed i loro assi; i manicotti portano i settori *ff*; il settore *f* è nella fig. 408 innestato con *g*, il quale, tratto in movimento, conduce la leva *h*, e con essa la valvola di ammissione fino al momento in cui l'incastro praticato in *f* viene ad urtare il perno della piccola biella *i*; ha luogo allora lo scatto. Le piccole bielle *i* sono manovrate dal regolatore, che modifica l'espansione; una molla collocata in *g* tende a sollevarle. Le piastre di scarico sono rovesciate e tenute in posto da una molla e dalla pressione diretta del vapore condottovi per un piccolo tubo; il moto è loro dato da due leve e due bielle laterali riunite da una traversa posteriore.

Fig. 650.

Distribuzione *Hoyois* (figura 651[1, 2]). Le valvole di ammissione stanno sui coperchi e sono concentriche allo stelo, sì che lo spazio nocivo è ridotto a meno del 2 %. Ogni valvola è comandata dall'asta *t* colla forchetta *ff*. Il moto ottensi dalla leva *a o*, fatta oscillare dall'asta d'eccentrico portante le leve *n*, il cui braccio orizzontale è provvisto dal dente *attivo* in presa col *passivo* in *t t*, e porta coll'asta *r r* l'anello a rulli *g*, fra cui oscillano le braccia di *i*. Nel contatto dei rulli con *i*, le aste *t* sono rese libere, e le valvole si chiudono per l'effetto d'una molla spirale. *C* è il moderatore dello scarico ad aria. Con grandi diametri della valvola il cammino di *t* è minimo. La manovra delle piastre di scarico a graticcio è effettuata separatamente dalla testa a croce con meccanismo non indicato nella figura.

Come esempio di distribuzione mista a valvole e robinetti, citasi la *Proell* recentemente adottata (fig. 652).

La manovra dei robinetti e delle valvole è fatta con un albero tra-

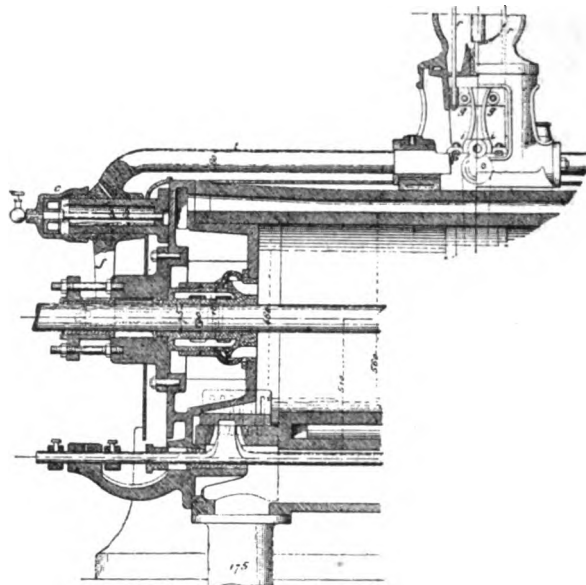



Fig. 651[1].

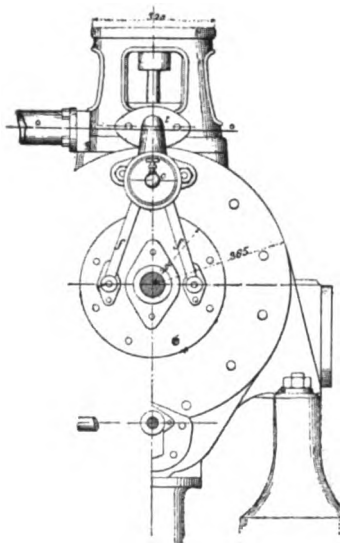
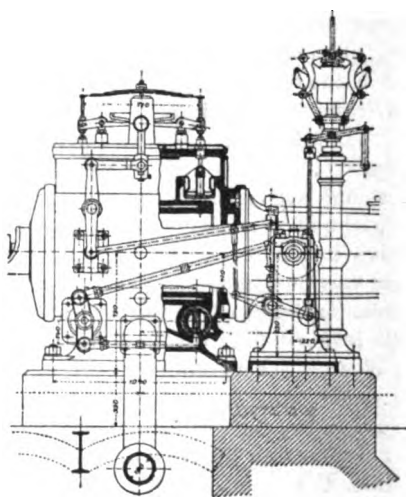



Fig. 651[2]. Fig. 652.

sversale prossimo al cilindro che riceve movimento con altro albero ad ingranaggi dall'albero motore. Il sistema è applicato particolarmente nelle motrici a doppia espansione (v. Capitolo seguente, vol. II) l'albero trasver-

sale servendo al comando contemporaneo della distribuzione nei due cilindri paralleli. La figura indica il modo con cui è ottenuto il moto delle valvole a scatto, e la variabilità dell'espansione col regolatore.

Chiudiamo così la rassegna delle distribuzioni; lo studio particolareggiato di ciascun sistema avrebbe dato al lavoro uno sviluppo, che l'indole dello stesso non avrebbe comportato. Ogni tipo infatti, specie nelle distribuzioni a scatto ed a quattro organi, richiederebbe un tracciamento grafico, che del resto non è difficile eseguire cogli esempi indicati e le norme esposte per le distribuzioni principali. In mezzo alla varietà grandissima delle distribuzioni, adatte per macchine funzionanti nelle stesse condizioni, sarebbe difficile (e mancherebbero i dati sufficienti), per attribuire a ciascuna i pregi e farne il confronto colle altre. Come già si disse, molte distribuzioni rappresentano una semplice variazione di forma, non un miglioramento di sostanza su quelle che le hanno precedute. L'esperienza, oggi ancora troppo recente, è destinata del resto a compiere un lavoro di selezione, riducendo ad un numero limitato le forme di distribuzioni che saranno usate nella costruzione avvenire.

Fine del 1.° Volume.